

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

«Харьковский политехнический институт»

**СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ГЛУБОКОГО
ОХЛАЖДЕНИЯ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ
ТОПЛИВА В КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ,
ИХ ПРОБЛЕМЫ И ПУТИ РЕШЕНИЯ**

**Под редакцией доктора технических наук, профессора
А.В. Ефимова**

Монография

Харьков
2017

УДК 621.311.4

ББК 31.38

С 56

Рецензенты:

*Г.І Канюк, д-р техн. наук, проф., Української інженерно-педагогічної академії
Н.Н. Пилипенко, д-р техн. наук, ст..н.с., начальник лабораторії Інституту фізики твердого
тіла і матеріалознавства національного наукового центру «Харківський фізико-технічний
інститут»*

Коллектив авторов:

А.В. Ефимов, А.І. Гончаренко, Л.В. Гончаренко, Т.А. Есипенко

С 56 Современные технологии глубокого охлаждения продуктов сгорания топлива в котельных установках, их проблемы и пути решения / под ред. А.В. Ефимова. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2017. – 233 с. – На русск. яз.

Представлені методи, моделі і підходи для вдосконалення і оптимізації процесів, конструкцій і режимів роботи поверхневих конденсаційних теплообмінних апаратів, що використовуються для підвищення економічності парових і водогрійних котлів малої і середньої потужності, які працюють на газоподібному паливі, шляхом глибокої утилізації теплоти відхідних газів.

Монографія призначена для наукових співробітників і інженерів, які працюють в галузях теплової енергетики, технічної теплофізики, промислової теплоенергетики, теплопостачання, а також для викладачів і аспірантів різних технічних спеціальностей, пов'язаних з цими галузями знань.

Представлены методы, модели и подходы для совершенствования и оптимизации процессов, конструкций и режимов работы поверхностных конденсационных теплообменных аппаратов, применяемых для повышения экономичности паровых и водогрейных котлов малой и средней мощности, работающих на газообразном топливе, путем глубокой утилизации теплоты уходящих газов.

Монография предназначена для научных сотрудников и инженеров, которые работают в областях тепловой энергетики, технической теплофизики, промышленной теплоэнергетики, теплоснабжения, а также для преподавателей и аспирантов разных технических специальностей, связанных с этими отраслями знаний.

Ил. 28. Табл. 15. Библиогр. 162 назв.

УДК 621.311.4

ББК 31.38

ISBN

© А.В.Ефимов, 2017

© Изд-во...НТУ «ХПИ», 2017

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	7
-------------------------	----------

Глава 1

Анализ существующих технологий глубокого охлаждения продуктов сгорания топлива в котельных установках, их проблемы и пути решения.....	11
---	-----------

1.1. Эффективность технологий глубокого охлаждения продуктов сгорания топлива в котельных установках.....	13
1.2. Особенности процессов глубокого охлаждения продуктов сгорания топлива в котельных установках.....	17
1.3. Проблемы разработки теплоутилизационных технологий и анализ технико-экономических и экологических характеристик конденсационных теплообменных аппаратов разных типов.....	21
1.3.1. Характеристики контактных и контактно-поверхностных теплообменных аппаратов.....	23
1.3.2. Характеристики поверхностных теплообменных аппаратов, состоящих из оребренных труб.....	26
1.3.3. Характеристики теплообменных аппаратов, состоящих из тепловых труб и термосифонов.....	28
1.3.4. Характеристики пластинчатых теплообменных аппаратов.....	30
1.3.5. Характеристики регенеративных теплообменных аппаратов с промежуточным теплоносителем.....	31
1.3.6. Анализ качества воды и конденсата, получаемых в конденсационных теплообменных аппаратах.....	33
1.3.7. Способы обеспечения надежности газоотводящего тракта и дымовой трубы при глубоком охлаждении продуктов сгорания топлива в котельных установках.....	35
1.3.8. Методы тепловых расчетов конденсационных теплообменных аппаратов.....	36
1.4. Перспективные пути решения теоретических и технологических проблем глубокого охлаждения продуктов сгорания топлива в котельных установках.....	41

Глава 2

Математическая модель системы

«котел–теплоутилизаторы».....	48
2.1. Формирование исходных данных модели.....	53
2.2. Метод расчета объемов и влагосодержаний продуктов сгорания топлива.....	56
2.3. Метод расчета температур точки росы, горячего воздуха и шарообразного теплоносителя.....	59
2.4. Метод расчета энтальпий продуктов сгорания топлива и воздуха.....	61
2.5. Метод расчета коэффициента избытка воздуха и относительной влажности смеси уходящих из теплоутилизаторов продуктов сгорания топлива и горячего воздуха.....	62
2.6. Тепловые и аэродинамические расчеты системы «котел–теплоутилизаторы» и ее элементов.....	64

Глава 3

Математическая модель конденсационного

воздухоподогревателя с циркулирующим

шарообразным промежуточным теплоносителем.....

3.1. Формирование исходных данных модели.....	79
3.2. Методы и подходы к секционированию поверхности теплообмена на функциональные зоны.....	81
3.3. Моделирование теплового расчета.....	84
3.3.1. Метод составления теплового баланса.....	84
3.3.2. Метод расчета живых сечений для прохода газов и воздуха.....	85
3.3.3. Метод расчета теплообмена в конденсационной зоне.....	87
3.3.4. Метод расчета теплообмена в «сухой» и воздушной зонах	92
3.3.5. Метод расчета площади поверхности теплообмена.....	95

3.3.6. Метод определения массы шарообразного теплоносителя и распределение ее по зонам конденсационного воздухоподогревателя.....	95
3.3.7. Методы расчета толщин шарообразных слоев и их аэродинамических характеристик по зонам конденсационного воздухоподогревателя.....	98
3.3.8. Метод расчета коэффициентов диффузии.....	99

Глава 4

Математическая модель конденсационного теплообменного аппарата поверхностного типа.....109

4.1. Формирование исходных данных модели.....	109
4.2. Выбор типа теплообменного аппарата в качестве объекта моделирования.....	111
4.3. Метод определения расхода воды и температур ее нагрева.....	115
4.4. Метод расчета удельных тепловых и массовых потоков, температур на границе раздела фаз и стенки поверхности теплообмена.....	115
4.5. Метод определения теплотехнических характеристик конденсационного теплообменного аппарата.....	126
4.6. Сравнение расчетных характеристик конденсационного теплообменного аппарата с предварительно принятыми.....	129

Глава 5

Разработка и совершенствование конструкций поверхностных конденсационных аппаратов для замкнутой теплоэнергетической системы «котел–теплоутилизаторы».....131

5.1. Тепловой расчет системы «котел–теплоутилизаторы».....	132
5.1.1. Выбор исходных данных.....	132
5.1.2. Теплотехнические характеристики системы «котел–теплоутилизаторы».....	134

5.2. Разработка конструкции воздухоподогревателя конденсационного типа с шарообразным промежуточным теплоносителем	137
5.2.1. Конденсационный воздухоподогреватель дробепоточного типа.....	139
5.2.2. Конденсационный воздухоподогреватель вращающегося типа.....	144
5.3. Разработка конструкции воздухоподогревателя пластинчатого типа.....	150
5.4. Разработка конструкции конденсационного теплообменного аппарата.....	160
5.5. Разработка замкнутой теплоэнергетической системы «котел–теплоутилизаторы» на основе водогрейного котла ТПВ–200.....	177
5.6. Разработка замкнутой теплоэнергетической системы «котел–теплоутилизаторы» на основе котла паропроизводительностью 70 т/ч.....	178
5.7. Переменный режим эксплуатации системы глубокой утилизации теплоты уходящих из котла газов.....	182
5.8. Теплоутилизационная система с термосифонным теплообменным аппаратом в ее составе.....	192
5.8.1. Тепловой расчет системы.....	195
5.8.2. Тепловой расчет бесконденсационной ступени ТТА.....	196
5.8.3. Тепловой расчет конденсационной ступени ТТА.....	200
5.9. Повышение экономичности и экологической эффективности теплоутилизационной системы конденсационного типа путем ввода влаги в топку котла.....	205
Глава 6	
Обобщенные результаты научных исследований по проблемам технологий глубокого охлаждения продуктов сгорания топлива в котельных установках.....	213
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	218

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основой мировой энергетической политики в настоящих условиях развития человечества являются безопасность, энергоэффективность, энерго- и ресурсосбережение, экологическая гармонизация социального развития. Многие страны и межгосударственные сообщества, ощутившие на себе всю остроту дефицита энергетических ресурсов во время периодических мировых энергетических кризисов за последние полвека, разработали принципиально новые концепции и подходы к энергетической и экологической безопасности, энерго- и ресурсосбережению. Были разработаны действующие в настоящее время национальные и наднациональные энергетические стратегии, планы и программы, имеющие регулярное устойчивое финансирование и обеспечивающие экономию топливно-энергетических ресурсов. Были приняты законы и подписаны соглашения, обязывающие и стимулирующие выполнение вышеперечисленных компонентов мирового энергетического развития.

Сравнительная оценка энергопотребления, энергоемкости и экологичности национального промышленного производства в Украине и в передовых промышленно развитых странах свидетельствует о том, что одной из базовых предпосылок обеспечения устойчивого реального развития украинской экономики и усиления ее конкурентоспособности является существенное повышение энергоэффективности внутреннего производства. Поэтому важным стратегическим направлением энергетической политики Украины является максимально возможное энерго- и ресурсосбережение при произ-

водстве единицы продукции и, в частности, электроэнергии и теплоты на АЭС и ТЭС, а также в сфере промышленной и коммунальной энергетики, при условии обеспечения техногенной и экологической безопасности.

Важным принципом практической реализации этого стратегического направления является экономия топливно-энергетических ресурсов в результате применения технологий глубокой утилизации теплоты уходящих газов за счет конденсации водяных паров из них для котлов малой и средней мощности, эксплуатирующихся в большом количестве на отопительных котельных с низким КПД (не более 80 %). Разработка таких теплоутилизационных технологий сопряжена с необходимостью решения целого ряда сложных задач, связанных как с совершенствованием методов их расчетов и математических моделей тепломассообменных процессов, так и с созданием высокоэффективных конструкций теплоутилизаторов, входящих в состав тепловых схем котельных установок.

Необходимость совершенствования методов расчетов и математических моделей теплоутилизационных технологий обусловлена недостаточной полнотой разработки и достоверностью существующих методов расчетов тепломассообменных процессов для условий конденсации водяных паров из парогазовых смесей с большим содержанием неконденсирующихся газов как на гладких и оребренных, так и на шарообразных поверхностях. Существующие методы, как правило, разработаны для паровоздушных смесей с небольшим содержанием инертных газов и основываются для определения эффекта конденсации на упрощенных теоретических или экспериментальных зависимостях, не полностью отражающих действительные условия протекания процессов тепломассообмена.

В то же время существующие схемы и конструкции оборудования, предназначенные для утилизации теплоты уходящих газов котлов и ее использования, не всегда позволяют осуществить объективную оценку эффективности теплоутилизационных систем традиционно принятым в энергетике способом – по изменению их КПД.

В связи с этим совершенствование методов, моделей, схем и конструкций конденсационных теплообменных аппаратов поверхностного типа для котельных установок малой и средней мощности является очень актуальной

научно-технической проблемой с точки зрения практической реализации политики энерго- и ресурсосбережения в Украине.

В основе настоящей монографии лежат результаты многолетних научных исследований, проводившихся на кафедре парогенераторостроения Национального технического университета «Харьковский политехнический институт» в соответствии с вышеназванным принципом практической реализации стратегического направления энергетической политики Украины.

Монография представляет собой коллективный труд авторов: докт. техн. наук, проф. Ефимова А.В., канд. техн. наук Гончаренко А.Л., канд. техн. наук Гончаренко Л.В., науч. сотр. Есипенко Т.А. Монография состоит из шести глав, включающих в себя отдельные разделы и подразделы.

В первой главе рассмотрены и проанализированы существующие современные технологии глубокого охлаждения продуктов сгорания топлива в котельных установках, их проблемы и пути решения. Авторами этой главы являются докт. техн. наук, проф. Ефимов А.В. (разделы 1.1-1.4), канд. техн. наук, проф. Гончаренко Л.В. (разделы 1.1-1.4), канд. техн. наук, Гончаренко А.Л. (разделы 1.1-1.4), науч. сотр. Есипенко Т.А. (раздел 1.3).

Во второй главе представлена математическая модель теплоэнергетической системы «котел-теплоутилизаторы». Авторами этой главы являются докт. техн. наук, проф. Ефимов А.В. (разделы 2.1-2.6), канд. техн. наук, проф. Гончаренко Л.В. (разделы 2.1-2.6), канд. техн. наук, Гончаренко А.Л. (разделы 2.1-2.6).

В третьей главе описана математическая модель конденсационного воздухоподогревателя с циркулирующим шарообразным промежуточным теплоносителем. Авторами этой главы являются докт. техн. наук, проф. Ефимов А.В. (разделы 3.1-3.3), канд. техн. наук, проф. Гончаренко Л.В. (разделы 3.1-3.3), канд. техн. наук, Гончаренко А.Л. (разделы 3.1-3.3).

В четвертой главе представлена математическая модель конденсационного теплообменного аппарата поверхностного типа. Авторами этой главы являются докт. техн. наук, проф. Ефимов А.В. (разделы 4.1-4.6), канд.

техн. наук, проф. Гончаренко Л.В. (разделы 4.1-4.6), канд. техн. наук, Гончаренко А.Л. (разделы 4.1-4.6).

В пятой главе приведены результаты разработки и совершенствования конструкций поверхностных конденсационных аппаратов для замкнутой теплоэнергетической системы «котел-теплоутилизаторы». Авторами этой главы являются докт. техн. наук, проф. Ефимов А.В. (разделы 5.1-5.7), канд. техн. наук, проф. Гончаренко Л.В. (разделы 5.1-5.7), канд. техн. наук, Гончаренко А.Л. (разделы 5.1-5.7), науч. сотр. Есипенко Т.А. (разделы 5.1-5.6).

В шестой главе приведены обобщенные результаты научных исследований по проблемам технологий глубокого охлаждения продуктов сгорания топлива в котельных установках.

Монография предназначена для научных сотрудников и инженеров, которые работают в областях ядерной и тепловой энергетики, технической теплофизики, промышленной теплоэнергетики, теплоснабжения, а также для преподавателей и аспирантов разных технических специальностей, связанных с этими областями знаний.

Особую благодарность авторы выражают рецензентам монографии доктору технических наук, профессору Канюку Г.И., доктору технических наук, профессору Пилипенко Н.Н., высказавшим очень ценные замечания и пожелания авторам и благодаря высококвалифицированному труду которых монография вышла в свет.

Авторы охотно примут также и все критические замечания и пожелания, если они возникнут у специалистов в областях знаний, касающихся ядерных и тепловых энергоустановок, технической теплофизики, промышленной теплоэнергетики, теплоснабжения, и будут удовлетворены, если эта монография окажется полезной для них.

Глава 1

АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ ГЛУБОКОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА В КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ, ИХ ПРОБЛЕМЫ И ПУТИ РЕШЕНИЯ

В настоящее время в Украине актуальной проблемой теплоэнергетики является разработка и внедрение энергосберегающих теплотехнологий, позволяющих с минимальными капитальными затратами уменьшить зависимость теплоэнергетических компаний от импорта газообразного топлива и снизить уровень энергопотребления на единицу валового национального продукта [1-3]. В Украине уровень энергопотребления на единицу валового национального продукта значительно выше, чем в передовых промышленно развитых странах [2], что приводит к существенному удорожанию и снижению конкурентоспособности производимой продукции. По оценкам экономистов это превышение составляет более 45 %, что свидетельствует о необходимости внедрения инновационных энергосберегающих технологий в топливно-энергетический комплекс страны. Так как доля выработки теплоты в общем энергетическом балансе Украины составляет 55 %, из которых 40 % приходится на котельные жилищно-коммунального хозяйства, то в условиях дороговизны природного газа и мазута совершенствование, разработка и внедрение малозатратных быстроокупаемых энергосберегающих технологий являются важными и актуальными стратегическими задачами развития теплоэнергетики и промышленности.

В работе [3] показано, что вклад утилизации теплоты по отношению ко всему потенциалу энергосбережения (45 % от всего объема потребляемых топливно-энергетических ресурсов) составляет $16 \div 17$ % (примерно 14 млн. т.у.т. в год). На промышленные и теплофикационные котлы приходится около 50 % этого вклада. В случае успешной реализации энергосберегающих теплотехнологий годовой экономический эффект может достичь 21 млрд. грн. при стоимости 1 т.у.т. 1500 грн. (в ценах 2012 г.). Срок окупа-

емости капитальных затрат составляет около 1 года, что свидетельствует о высокой эффективности инвестиций в энергосбережение.

Давно доказано, что одним из достаточно эффективных путей решения проблемы энергосбережения является глубокая утилизация теплоты уходящих газов в котлах небольшой и средней мощности путем их охлаждения до температур, лежащих ниже точки росы [4-12], то есть теплотехнология с конденсацией водяных паров из продуктов сгорания топлива. В последнее время появились публикации, в которых предлагается использовать такую технологию утилизации теплоты применительно и к мощным энергетическим котельным агрегатам [13-15].

Актуальность и перспективность проведения научных исследований в направлении наиболее полного использования энергетического потенциала органического топлива не вызывает сомнений и подтверждается многочисленными научно-техническими разработками стран Европы, США, Японии и др. [16-23]. Мировая практика свидетельствует, что на данном этапе развития технологий глубокой утилизации теплоты уходящих газов более перспективным является их использование в котлах, работающих на природном газе. Это обусловлено тем, что уголь и мазут имеют в своем составе сернистые соединения. При их сжигании в продуктах сгорания содержатся SO_2 и SO_3 , которые в условиях конденсации водяных паров приводят к сернокислотной коррозии поверхностей нагрева котла.

Коэффициент полезного действия (КПД) котлов, работающих на природном газе, составляет 82÷92 % при расчете по низшей теплоте сгорания топлива. Анализ эксплуатационных показателей котельных установок отечественных систем отопления показал, что достаточно большое количество котлов имеют более низкие значения КПД [23]. Основной причиной этого являются значительные потери теплоты с уходящими газами. При температурах уходящих газов 110÷220 °С эти потери при расчете по низшей теплоте сгорания топлива составляют 6÷12 %. Одним из перспективных и эффективных способов снижения потерь теплоты с уходящими газами является охлаждение их до температур, лежащих ниже точки росы. При этом выделяется большое количество низкопотенциальной теплоты как за счет охлаждения продуктов сгорания топлива (физическая теплота), так и за счет конденсации из них водяных паров (латентная теплота). Такая теплотехнология позволяет

существенно повысить коэффициент использования топлива (к.и.т.) на 10÷15 % и, тем самым, обеспечить весомую экономию топлива. Например, работе [6] приведено, что количество теплоты, выделяющееся при полной конденсации водяных паров из продуктов сгорания топлива (т.е. при температуре уходящих газов $\vartheta_{yx} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$) составляет 11,9 % по отношению к низшей теплоте сгорания топлива (около 4190 кДж на 1 м³ природного газа). Однако реальная возможность охлаждения уходящих газов (в связи с отсутствием теплоносителя с близкой к нулю температурой) составляет 20÷40 °С, что несколько снижает эффект использования теплоты конденсации водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания топлива.

При внедрении технологий глубокой утилизации теплоты уходящих газов появляется реальная возможность улучшения экологических показателей котельных за счет снижения выбросов теплоты, оксидов азота и углекислоты в окружающую среду. К достоинствам таких технологий следует также отнести возможность использования конденсата в качестве подпиточной воды для котлов и систем теплоснабжения [4, 6, 11, 24, 25].

1.1. Эффективность технологий глубокого охлаждения продуктов сгорания топлива в котельных установках

В ряде научных исследований, например в [6], показано, что при конденсации водяных паров из продуктов сгорания топлива резко увеличивается «цена» каждого градуса охлаждения газов. Существенное влияние при этом оказывает начальное влагосодержание газов: чем оно выше, тем больше «цена». Если в традиционных котлах, работающих без конденсации водяных паров, для повышения к.и.т. на 1 % необходимо снизить температуру уходящих газов ϑ_{yx} на 15÷20 °С, то в котлах с конденсацией для такого же повышения к.и.т. требуется охлаждение газов на 2÷3 °С. Эти же исследования доказывают, что при охлаждении продуктов сгорания топлива от $\vartheta_{yx} = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $\vartheta_{yx} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ экономия топлива достигает 10÷12 %. При этом потеря теплоты с уходящими газами, отнесенная к высшей теплоте сгорания топлива, может быть равной 2÷3 %, а к.и.т. достигает 96÷97 %. Если тепло-

вой баланс котла составлен по низшей теплоте сгорания топлива, то к.и.т. равен 105÷107 %. Этот вывод наглядно иллюстрирует рис.1.1.

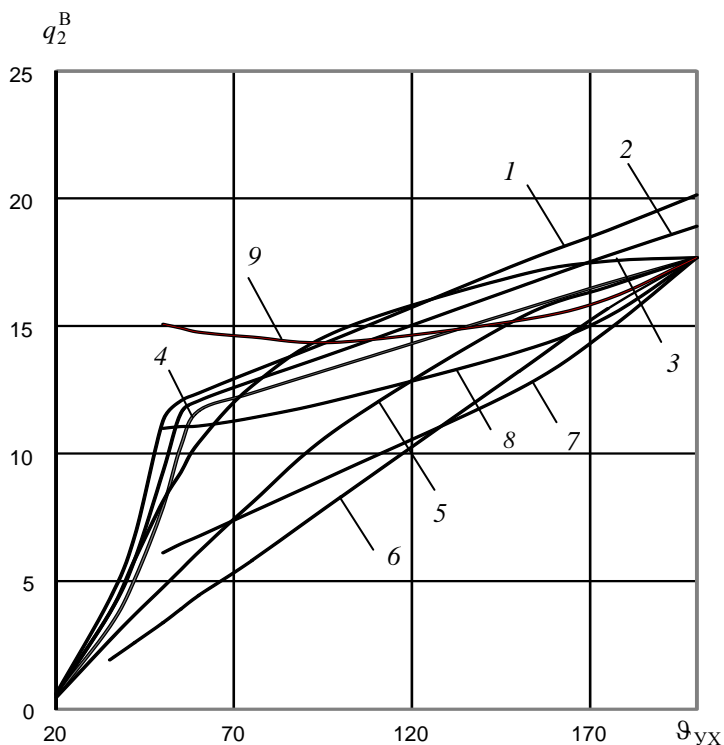


Рисунок 1.1 – Зависимость потери теплоты с уходящими газами q_2^B в конденсационных теплообменниках от температуры уходящих газов θ_{yx} , типа теплообменника и взаимного движения теплоносителей (газов и воды):
 1–3 – поверхностный теплообменник при коэффициенте избытка воздуха в газах α_{yx} соответственно 1,6; 1,4; 1,2;
 4–6 – контактный теплообменник, противоток
 ($4 - t_{\text{вод}} > t_p$; $5 - t_{\text{вод}} = t_p$; $6 - t_{\text{вод}} < t_p$);
 7–9 – контактный теплообменник прямоток
 ($7 - t_{\text{вод}} < t_p$; $8 - t_{\text{вод}} = t_p$; $9 - t_{\text{вод}} > t_p$)

Аналогичные данные по оценке влияния различных параметров на КПД котлов с глубокой утилизацией уходящих газов приведены в работах [16-22]. Например, в статье [16], представлен процесс изменения состояния продуктов сгорания газообразного топлива в котле с конденсационным рекуператором (рис. 1.2). Температура газов в топке составляет 1680 °С при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,3$ (точка А), температура уходящих из котла продуктов сгорания составляет 200 °С (точка В). При работе котла без конденсации, то есть при 100 % байпасировании продуктов сгорания топлива, общие потери теплоты составляют 18,7 %, при охлаждении в рекуператоре дымовых газов до точки росы $t_p = 55,4$ °С (точка С) потери снижаются до 11,7 %, при охлаждении дымовых газов до 40 °С (точка Д) потери составляют 4,8 %. В последнем случае КПД котла, рассчитанный по высшей теплоте сгорания топлива, достигает 95 %.

Следует отметить, что в Украине и в других странах проблемой глубокой утилизации теплоты уходящих газов занимаются уже более 50 лет. Эта проблема достаточно глубоко изучена, разработаны и внедрены в производство высокоэффективные утилизационные установки и конденсационные котлы. Данные испытаний утилизационных установок и котлов подтверждают их высокие технико-экономические показатели [6, 7, 11, 26-32]. Тем не менее, несмотря на достаточно высокую полноту разработок, объем внедрения в энергетику и промышленность утилизационных установок и котлов в странах постсоветского пространства, к сожалению, недостаточен. Это было связано, в первую очередь, с ориентировкой этих стран на крупные централизованные системы теплоснабжения и горячего водоснабжения, с дешевизной и высокой доступностью природного газа и мазута, с недостаточной заинтересованностью предприятий энергетики и промышленности в экономии топлива, с отсутствием необходимых средств на разработку, производство и внедрение теплоутилизационного оборудования. В условиях все более возрастающего дефицита традиционного энергетического топлива положение с внедрением высокоэффективных теплоутилизационных технологий должно коренным образом измениться. Зарубежная европейская практика [15-22, 33-40] подтверждает эффективность таких технологий.

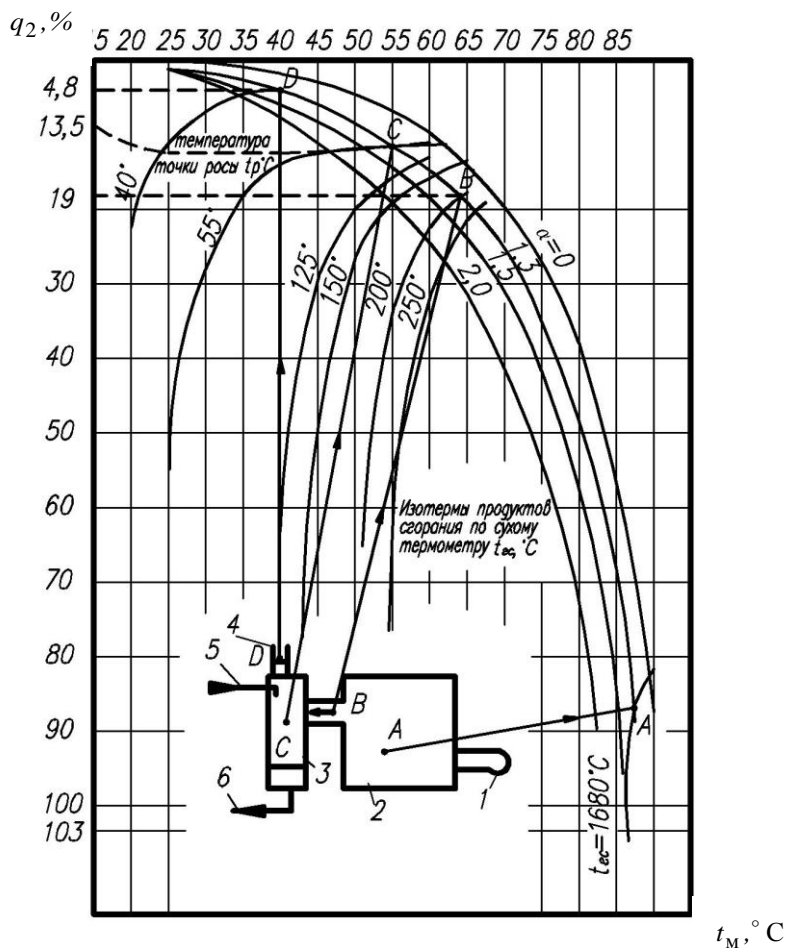


Рисунок 1.2 – Изменение состояния продуктов сгорания природного газа в котле с конденсационным рекуператором:

- 1 – дутьевой вентилятор; 2 – отопительный котел;
- 3 – рекуперативный теплообменник;
- 4 – выход дымовых газов;
- 5 – вход теплоносителя; 6 – выход теплоносителя

1.2. Особенности процессов глубокого охлаждения продуктов сгорания топлива в котельных установках

Процессы охлаждения дымовых газов в поверхностных и контактных теплообменных аппаратах имеют существенные отличия, что видно из их $I-d$ -диаграмм (рис.1.3).

В теплообменном аппарате поверхностного типа охлаждение газов осуществляется при постоянном влагосодержании ($d=\text{const}$, прямая AK) до достижения 100% относительной влажности. После этого происходит конденсация водяных паров ($\varphi = 100\%$, кривая KL), продукты сгорания осушаются. Точка K представляет собой точку росы. Конденсация водяных паров из продуктов сгорания начинается только лишь после их охлаждения ниже точки росы.

В контактном теплообменном аппарате охлаждение газов протекает сложнее, так как одновременно осуществляются процессы теплообмена и массообмена между продуктами сгорания и орошаемой водой за счет разности температур и парциальных давлений водяных паров. При этом подогрев воды в контактных теплообменниках, в отличие от поверхностных аппаратов, возможен лишь до температуры мокрого термометра. В зависимости от температуры охлаждающей воды, может происходить либо испарение и увлажнение продуктов сгорания, либо их конденсация и осушение (кривые AB , AE , AC , AM , AN , AD). То есть в контактных аппаратах может происходить одновременно теплообмен с изменением и без изменения агрегатного состояния воды. Если происходит одновременно испарение и конденсация, то уменьшается полезно используемая в контактном аппарате теплота продуктов сгорания. В поверхностных теплообменных аппаратах это явление не наблюдается.

Необходимо отметить, что глубокое охлаждение продуктов сгорания топлива имеет свои специфические особенности [6, 26]. Первой из них является тот факт, что при выборе величины температуры уходящих из котлов газов ϑ_{yx} следует руководствоваться условиями работы газоотводящих трактов котельных.

I , ккал/кг

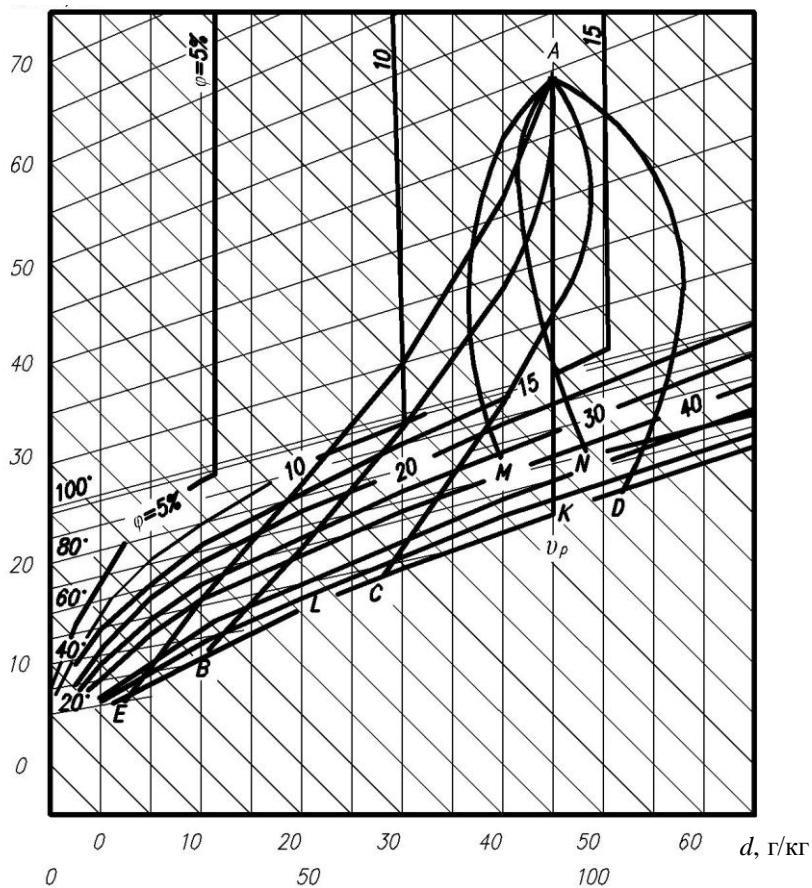


Рисунок 1.3 – Процесс охлаждения газов
в конденсационных теплообменниках
поверхностного и контактного типов на I - d диаграмме

При ее снижении до $60\div 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ будет происходить конденсация водяных паров в дымоходе, газоходах и дымовой трубе, что неизбежно приведет к разрушению последних или потребует применения специальных мер по защите от разрушения. Так как при вышеприведенных значениях ϑ_{yx} увеличение КПД котлов составляет $3\div 5\%$, но не используется скрытая теплота конденсации водяных паров (поскольку она происходит за пределами котла и утилизационного теплообменника), следует либо ограничиться охлаждением уходящих газов до температуры $95\div 100\text{ }^{\circ}\text{C}$, либо охладить газы до температур, лежащих ниже точки росы.

При конденсации водяных паров в теплоутилизаторе объем и влагосодержание дымовых газов, а также их точка росы уменьшаются, что приводит к конденсации остаточных водяных паров в газоотводящем тракте котла. Поэтому возникает острая необходимость в надежной защите газоходов котла и дымовой трубы от коррозии и разрушения.

Вторая особенность процессов глубокого охлаждения продуктов сгорания топлива связана с тем, что при утилизации низкопотенциальной теплоты использование теплообменных аппаратов традиционных конструкций приводит к площади теплообменной поверхности, соизмеримой с поверхностями котельного агрегата. Поэтому возникает необходимость в максимально возможном снижении габаритов, материалоемкости и, соответственно, стоимости теплоутилизационного аппарата, что удастся обеспечить лишь при наличии большой теплообменной поверхности в единице объема и высоких значений коэффициентов теплообмена. Этого можно достичь путем использования оребренных труб, керамических насадок различных типов, шарообразных насадок, оребренных тепловых труб и термосифонов, пластинчатых и пластинчато-ребристых поверхностей. Повышение коэффициентов теплоотдачи можно осуществить за счет интенсификации теплообмена. Важным при этом является обеспечение минимально возможных значений аэродинамических и гидравлических сопротивлений теплообменных аппаратов с целью снижения эксплуатационных затрат на привод насосного и тягодутьевого оборудования.

В соответствии с перечисленными особенностями в Украине и за рубежом созданы и разрабатываются новые конденсационные котлы и различные типы компактных и высокоэффективных теплоутилизационных аппаратов: водяные экономайзеры, воздухоподогреватели и другие теплообменники [5, 6, 9, 24, 25].

Третьей особенностью процессов глубокого охлаждения продуктов сгорания топлива является необходимость обеспечения требуемого качества нагреваемой в теплообменных аппаратах воды и получаемого конденсата с целью их использования в котлах, системах отопления и горячего водоснабжения и возможностью сброса в канализационные системы. Проблема обеспечения качества конденсата, образовавшегося в результате конденсации водяных паров из продуктов сгорания, достаточно важна, так как многие авторы [6, 9, 11, 28, 29] рекомендуют использовать его для подпитки систем теплоснабжения и котлов, существенно уменьшая тем самым довольно значительные затраты на водоподготовку. Эта проблема ввиду ее большой значимости будет в дальнейшем рассмотрена отдельно.

Четвертая особенность состоит в том, что обязательным условием обеспечения глубины утилизации продуктов сгорания топлива является выбор рациональной системы теплоиспользования. В связи с выделением в процессе конденсации водяных паров из продуктов сгорания топлива большого количества низкопотенциальной теплоты количество нагреваемого теплоносителя может во много раз превышать потребность в нем, а температура может быть ниже необходимой (ниже точки росы). В общем случае физическая теплота продуктов сгорания топлива и теплота конденсации водяных паров из них может быть использована в системах отопления, горячего водоснабжения, вентиляции, кондиционирования воздуха, получения конденсата и т. п. В соответствии с этим разработано большое количество схемных решений по рациональному использованию утилизируемой теплоты. В работах [4-7, 18, 41] указывается, что использование утилизируемой теплоты для нагрева воды систем отопления экономически целесообразно, если температура обратной сетевой воды ниже температуры точки росы. Ограничением является также периодичность работы тепловых сетей. В водогрейных котлах эффективным является предварительный подогрев

сетевой воды перед подачей ее в котел. При этом КПД утилизационной системы повышается незначительно, на $3\div 6\%$. Более эффективным является нагрев воды с температурой $5\div 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ в системах горячего водоснабжения. Для устранения суточной периодичности потребления воды достаточно эффективным является применение баков-аккумуляторов. В этом случае прирост КПД системы может составлять $12\div 14\%$. В работе [7] показано, что для нагрева холодной подпиточной воды для паровых котлов и систем теплоснабжения требуется значительно меньшее количество теплоты, чем ее может быть получено в процессе утилизации.

Такая же проблема возникает при нагреве холодного воздуха, так как при конденсации водяных паров из продуктов сгорания топлива выделяется такое количество теплоты, для отвода которого требуется существенно больший расход воздуха, чем это необходимо для организации процесса сжигания топлива в котле. При этом имеет место более низкая эффективность теплоутилизационных схем нагрева воздуха по сравнению с нагревом воды. Однако, как отмечают авторы работы [5], это компенсируется стабильной годовой нагрузкой и возможностью интенсификации процессов теплообмена.

1.3. Проблемы разработки теплоутилизационных технологий и анализ технико-экономических и экологических характеристик конденсационных теплообменных аппаратов разных типов

В соответствии с приведенными выше характерными особенностями процессов глубокой утилизации теплоты уходящих газов разработка технологий их охлаждения ниже температуры точки росы связана с необходимостью решения ряда достаточно сложных проблем, а именно:

- выбор наиболее рациональной технологической схемы утилизации теплоты уходящих из котла газов;
- выбор вида и типа теплоутилизационного оборудования, обладающего высокой экономичностью и большой удельной теплообменной поверхностью с целью достижения низких массогабаритных и стоимостных характеристик;

- выбор типа, температур и расходов нагреваемых теплоносителей;
- обеспечение высокого качества нагреваемой воды и конденсата;
- обеспечение защиты теплоутилизационного оборудования, тягодутьевых устройств, газоотводящего тракта и дымовой трубы от коррозии и разрушения;
- выбор или разработка достаточно надежных методов расчета тепло-массообмена в условиях конденсации водяных паров из парогазовых смесей с большим содержанием неконденсирующихся газов и теплообмена в бесконденсационном режиме эксплуатации.

На протяжении многих лет решению этих проблем было посвящено большое количество научно-исследовательских разработок и экспериментальных исследований. Кратко рассмотрим основные из них.

В работе [6] при рассмотрении возможных направлений решения задачи по утилизации теплоты уходящих газов показано, что до недавнего времени наиболее эффективными с точки зрения высокой интенсивности теплообмена и, соответственно, компактности, низкой материалоемкости, небольших капитальных и эксплуатационных затрат являлись контактные теплообменные аппараты насадочного, тарельчатого, пенного и других типов. В последние 20÷25 лет достигнуты значительные успехи в проектировании компактных поверхностных теплообменных аппаратов (ТА). Поверхности теплообмена в них формируются на основе тепловых труб, промежуточных теплоносителей, кипящего слоя, труб с высоким коэффициентом оребрения, пластинчатых и других элементов. Компактность таких ТА обеспечивается большой площадью поверхности теплообмена в единице объема, высокими коэффициентами теплопередачи, имеющими место в условиях конденсации водяных паров из продуктов сгорания топлива. В соответствии с этим сделан вывод о том, что конденсационные ТА поверхностного типа могут успешно конкурировать с контактными ТА. Для подтверждения этого в работах [6, 26] выполнены технико-экономические сопоставления показателей работы конденсационных контактных и поверхностных ТА, которые позволили установить, что по интенсивности теплообмена, компактности, аэродинамическому сопротивлению оба типа ТА равноценны. Качество нагреваемой воды в поверхностных аппаратах не

изменяется, так как отсутствует ее контакт с газами, в то время как в контактных аппаратах требуется специальное оборудование для дегазации воды. Контактные теплообменники просты по конструкции, технологии изготовления и применяемым материалам. Конденсационные аппараты поверхностного типа требуют применения более дорогостоящих оребренных труб, тепловых труб или термосифонов. По сравнению с контактными поверхностные ТА более надежны в эксплуатации. К недостаткам поверхностных ТА следует отнести необходимость нейтрализации кислого конденсата с $pH = 4 \div 5$. С экологической точки зрения конденсационные аппараты контактного и поверхностного типов равноценны, так как дают возможность осуществить очистку дымовых газов от вредных примесей и снизить выбросы оксидов азота.

Несмотря на различие в конструкциях и протекающих теплообменных процессах конденсационные ТА контактного и поверхностного типов могут успешно применяться в системах утилизации теплоты уходящих газов паровых и водогрейных котлов. Экономическая же эффективность ТА того или иного типа может быть определена для каждого конкретного случая применительно к схемам теплоиспользования.

Рассмотрим особенности процессов утилизации теплоты уходящих газов с помощью теплоутилизационных аппаратов различных типов.

1.3.1. Характеристики контактных и контактно-поверхностных теплообменных аппаратов

В связи с тем, что продукты сгорания природного газа не имеют в своем составе твердых частиц и соединений серы, то есть являются относительно экологически чистыми, представляется возможным и эффективным использование контактных и контактно-поверхностных теплообменных аппаратов для нагрева воды. Принцип действия и конструкции контактных и контактно-поверхностных теплообменных аппаратов, выполняющих функции экономайзеров, приведены в работах [6, 8, 11, 26, 42].

В контактных экономайзерах нагрев воды осуществляется путем непосредственного соприкосновения ее с горячими продуктами сгорания топлива. Поверхностью нагрева в них является поверхность пленки, капель и

струек воды, которые образуются при распылении воды на поверхность насадки. На этой поверхности одновременно с теплообменом происходят и массообменные процессы.

Конструктивно контактные аппараты могут быть форсуночного, каскадного, насадочного, барботажного, пенного и других типов. Анализ преимуществ и недостатков каждого из этих теплообменных аппаратов, выполненный в [6], позволил определить, что наиболее приемлемым контактным аппаратом для охлаждения дымовых газов в котлах является теплообменный аппарат насадочного типа. В работе [6] приведена характеристика серийно выпускаемого блочного контактного экономайзера ЭК-БМ. Он имеет корпус круглого поперечного сечения, состоящий из трех секций. В качестве насадки контактной камеры используются керамические кольца КФ-50 (кольца Рашига), укладываемые слоем высотой 1 м в шахматном порядке и слоем высотой 0,2 м в навал. Имеются две модификации контактного экономайзера ЭК-БМ1-1 и ЭК-БМ1-2 с номинальной тепловой мощностью 0,37 МВт и 1,22 МВт с пропускной способностью по газам 4500 м³/ч и 18000 м³/ч. Температура газов на входе в аппарат составляет не менее 140 °С, на выходе – 30÷40 °С. Температура воды на входе равна 15 °С, на выходе – 42÷55 °С. Аэродинамическое сопротивление аппарата при номинальной нагрузке составляет 300÷500 Па, а влагосодержание газов на выходе – 35÷50 г/кг сухих газов.

Следует отметить, что многие конструкции контактных экономайзеров имеют прямоугольное поперечное сечение. Это обеспечивает удобство их монтажа в котельных. В качестве насадочного материала кроме колец Рашига используются кольца Лессига, Палля, седла Берля, «Инталокс» и другие.

Коэффициенты теплопередачи в контактных аппаратах насадочного типа лежат в пределах 100÷200 Вт/м²°С. Наибольшая эффективность контактных теплообменников достигается, если температура нагреваемой воды не превышает температуру мокрого термометра, то есть 50÷55 °С.

В тех случаях, когда нагретая контактным способом вода не может быть использована потребителями в связи с ее недостаточно высоким качеством, $pH=6,6\div6,8$, возникает необходимость в применении контактно-поверхностного теплоутилизатора, в котором имеется промежуточный теп-

лообменник (водоводяной или газогазовый). Промежуточный теплообменник может быть встроенным или выносным. В работе [6] например, приведен контактно-поверхностный агрегат типа АЭ.

Рижским политехническим институтом разработана конструкция прямого контактного теплоутилизатора с активной насадкой (КТАН). В качестве активной насадки применен встроенный змеевиковый трубчатый пучок, орошаемый водой. Анализ результатов испытаний КТАН [6, 11] свидетельствует об их относительно невысокой тепловой эффективности, плохой ремонтпригодности, о возникновении затруднений в очистке змеевиков от отложений, о необходимости применения коррозионностойких материалов.

С целью устранения недостатков КТАНов и контактных теплоутилизаторов автором работ [43-45] предложен интересный вариант конденсационного экономайзера, в состав которого входят конденсационная и конвективная ступени, разделенные вертикальной перегородкой. В конвективной ступени осуществляется бесконденсационный («сухой») режим охлаждения уходящих продуктов сгорания топлива до температуры 110 °С на поверхности пучка оребренных труб. Конденсационная ступень представляет собой теплообменный аппарат с насадкой из колец Рашига, в котором снижение температуры газов ниже температуры точки росы осуществляется за счет охлаждения пучка оребренных труб холодной водой и контакта с падающим вниз конденсатом. Вода, перемещаясь внутри трубного пучка, нагревается сначала в конденсационной, а затем в конвективной ступени. За счет конденсации водяных паров из дымовых газов в конденсационной ступени достигаются высокие значения коэффициентов теплопередачи, равные 150÷250 Вт/м²°С. В качестве недостатка экономайзера следует отметить, что чередование процессов конденсации и испарения водяных паров снижает общий эффект утилизации. Автор при определении плотности теплового потока в конденсационной ступени необоснованно пренебрегает термическими сопротивлениями со стороны нагреваемой воды, пленки конденсата, стенки трубы.

В [6, 11, 45, 46] приведены описания контактно-поверхностных теплоутилизаторов, в которых продукты сгорания топлива последовательно омывают поверхностный и контактный ТА. Указывается, что достоинством применения

такого теплоутилизатора является возможность нагрева воды в поверхностном ТА до более высоких температур (выше температуры мокрого термометра). Имеются также контактно-поверхностные теплоутилизаторы, в которых дымовые газы вначале проходят через контактную насадочную камеру, а затем через поверхностный ТА, где и конденсируются водяные пары [6, 11].

1.3.2. Характеристики поверхностных теплообменных аппаратов, состоящих из оребренных труб

Стремление к повышению температуры нагрева воды выше температуры мокрого термометра, а также к обеспечению высокого качества нагреваемой воды приводит к необходимости широкого применения конденсационных поверхностных теплообменных аппаратов [5, 8, 18, 26]. Однако, в связи с тем, что при утилизации низкопотенциальных вторичных энергоресурсов гладкотрубные теплообменные аппараты имеют большие поверхности нагрева, возникла потребность в применении оребренных труб. Оребренные поверхности теплообмена позволяют создавать компактные теплообменные аппараты, в которых конденсация водяных паров из продуктов сгорания осуществляется по так называемому «сухому» принципу. Коэффициент оребрения может составлять $4\div 8$, а в воздухоподогревателе, конструкция которого представлена в работе [47], он даже достигает значения 14,6. Результаты расчетов и данные испытаний оребренных поверхностей нагрева, представленные в работе [48], также свидетельствуют об их высокой эффективности.

В работах [6, 15] показано, что в связи с наличием кислого конденсата поверхности теплообмена подвержены коррозии в большей степени, чем поверхности ТА традиционного типа. Поэтому для повышения надежности конструкций конденсационных теплообменных аппаратов их изготавливают из коррозионностойких материалов: чугуна, сплавов алюминия, нержавеющей стали, керамики или осуществляют различные покрытия поверхностей ТА. Очень часто в ТА используются биметаллические трубы, применяемые в калориферах, в которых основу составляет стальная труба, а ребра изготавливаются путем накатки из алюминия [5-8, 29, 30, 43, 49].

Как уже отмечалось, конденсационные рекуператоры поверхностного типа находят широкое применение. Например, в [29, 49] приведена схема утилизации теплоты уходящих газов котла ДЕ-10-14 ГМ, работающего на газообразном топливе. В этой схеме применен теплоутилизатор, разработанный на базе калорифера КСК-4-11-01, с поверхностью нагрева 90 м^2 . Теплообменник установлен в газоходе котла между экономайзером и дымососом. Продукты сгорания топлива с температурой 120°C разделяются на два потока: 70 % направляется в теплообменник, 30 % байпасируется в дымовую трубу. После охлаждения в теплообменном аппарате до 40°C дымовые газы с относительной влажностью 100 % и влагосодержанием 50 г/кг сухих газов смешиваются с байпасными горячими дымовыми газами и смесь газов с температурой 64°C , влажностью 50 % и влагосодержанием 65 г/кг сухих газов выбрасываются в окружающую среду. Холодная вода с температурой 5°C подогревается до 22°C и используется в системе горячего водоснабжения. Конденсат после декарбонизации подается в деаэратор для подпитки теплосети, что обеспечивает экономию реагентов, электроэнергии и воды в системе химводоочистки и сокращение вредных выбросов в окружающую среду. Аэродинамическое сопротивление, создаваемое теплообменником, компенсируется уменьшением объема продуктов сгорания топлива и не требует дополнительных затрат на их эвакуацию. При работе котла на мазуте 100 % дымовых газов байпасируется в дымовую трубу. Установка такого теплоутилизатора позволила получить годовую экономию теплоты в количестве 7782 МВт , воды – 7080 м^3 , солей – $4,7 \text{ т}$. Компактность теплообменного аппарата дает возможность устанавливать его в котельных с ограниченными возможностями для размещения контактных экономайзеров.

К сожалению, приведенный пример утилизации теплоты уходящих газов представляет собой частный случай применительно к конкретной схеме теплоиспользования. Не ясно, как используется вода с температурой 22°C в системе горячего водоснабжения (известно, что в системе горячего водоснабжения температура воды должна быть не ниже 60°C). Не приведен источник исходной воды с температурой 5°C . Тем не менее, данный при-

мер демонстрирует эффективность применения поверхностного конденсационного теплообменного аппарата.

В работах [5, 8, 42] предложена конструкция конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа, предназначенного для утилизации теплоты уходящих газов котлов, сжигающих природный газ. Теплообменный аппарат используется для нагрева воды системы отопления или горячего водоснабжения. Поверхность теплообмена сформирована в виде шахматного пучка оребренных биметаллических труб. Основа – стальная труба, ребра – алюминиевые. Для регулирования расхода утилизируемых дымовых газов установлен байпасный газопровод. В нижней части теплообменного аппарата расположен сборник конденсата. Корпус аппарата изготовлен из углеродистой стали. Внутренняя поверхность корпуса с целью защиты от коррозии металлизирована алюминием. Нейтрализация кислого конденсата осуществляется в специальном декарбонизаторе. В процессе нейтрализации pH конденсата повышается с $4 \div 6$ до $6,5 \div 6,7$ и его можно удалять в канализацию или использовать в качестве подпиточной воды (нормируемые значения $pH=6,5 \div 8,5$).

1.3.3. Характеристики теплообменных аппаратов, состоящих из тепловых труб и термосифонов

В последнее время широкое распространение для утилизации низкопотенциальной теплоты получили ТА на тепловых трубах и термосифонах [47, 48, 50-57]. Такие ТА обладают рядом преимуществ с точки зрения эффективности передачи теплоты по сравнению с ТА традиционного типа (трубчатыми). За счет использования скрытой теплоты парообразования промежуточного теплоносителя, помещенного внутри тепловой трубы или термосифона, передается большой тепловой поток даже при очень небольшой разности температур на концах труб. Оребрение труб позволяет получить большую площадь поверхности теплообмена в единице объема, что обеспечивает высокую компактность ТА. Каждая тепловая труба работает автономно, повреждение одной из них не сказывается существенным образом на работе ТА. Простота обслуживания и очистки поверхностей ТА, отсутствие насосов для перекачки промежуточного теплоносителя, исключение непо-

средственного контакта теплоносителей и другие преимущества тепловых труб открывают широкую перспективу по их использованию для нагрева воды и воздуха в котельных агрегатах. Особенно ощутимыми вышеуказанные преимущества могут иметь место при передаче теплоты от газов к воздуху, то есть в воздухоподогревателях, в которых при традиционном их исполнении коэффициенты теплопередачи имеют невысокие значения, $20 \div 30 \text{ Вт/ м}^2\text{°С}$.

В работе [47] показано, что воздухоподогреватели подобного типа могут быть составлены из пакета оребренных тепловых труб, разделенного перегородкой на два канала, что позволяет обеспечить противоточную схему движения газов и воздуха. Такие ТА имеют малые термические напряжения, в них обеспечивается равномерное распределение теплоносителей по сечению каналов. Оребрение труб, выполненное из алюминиевого сплава, позволяет защитить ТА от коррозии. Результаты применения воздухоподогревателей на основе тепловых труб для утилизации теплоты уходящих газов в котлах малой мощности, приведенные в работах [47, 48], свидетельствуют об их высокой эффективности и надежности в работе.

Однако, несмотря на высокую эффективность ТА, разработанных на основе тепловых труб, их внедрение в энергетику сдерживается технологической сложностью изготовления. Более просты в изготовлении ТА, поверхность теплообмена которых формируется с помощью термосифонов, и они находят все более широкое применение.

В работе [18] сообщается, что в Японии за пылеугольным котлом тепловой мощностью 75 МВт установлен воздухоподогреватель с двухфазными термосифонами, в которых в качестве теплоносителей применяются вода и нафталин. Аналогичные теплообменные аппараты типа «газ–газ» широко используются для нагрева воздуха в Китае, Словении, США в энергетике, металлургии, химической промышленности, системах отопления и т. п.

Оригинальный вариант воздухоподогревателя, в котором вместо тепловых труб в качестве теплопередающих элементов применяются стержни из теплопроводного материала, например из алюминия, предлагается авторами работы [58]. Коэффициенты теплопередачи при обтекании стержней газообразными теплоносителями, полученные авторами в результате рас-

четного исследования, имеют более высокие значения по сравнению с аналогичными параметрами воздухоподогревателей традиционного типа. К сожалению, в работе не приводятся экспериментальные данные, подтверждающие это. Область применения воздухоподогревателей такого типа в зависимости от мощности котлов пока еще не определена. Кроме того, металлоемкость воздухоподогревателей, по-видимому, будет достаточно высокой и эффективность их применения может быть оценена на основании технико-экономических расчетов.

1.3.4. Характеристики пластинчатых теплообменных аппаратов

В настоящее время при конструировании компактных теплообменных аппаратов в качестве эффективных поверхностей нагрева широкое распространение получили пластинчатые и пластинчато-ребристые элементы, позволяющие в 2÷3 раза увеличить коэффициенты теплоотдачи по сравнению с гладкими поверхностями теплообмена [63-64]. По компактности, технологичности, интенсивности теплопередачи пластинчатые и пластинчато-ребристые теплообменные аппараты имеют неоспоримые преимущества перед трубчатыми теплообменниками. Удельные поверхности нагрева пластинчатых аппаратов составляют $200\div400 \text{ м}^2/\text{м}^3$, пластинчато-ребристых достигают $900\div1500 \text{ м}^2/\text{м}^3$ [60,62].

В работах [59, 61, 62] сообщается о применении пластинчатых теплообменных аппаратов для осуществления процессов конденсации паров из парогазовых смесей с относительно небольшим содержанием неконденсирующихся газов. Компоновочная схема расположения пластин в конденсаторе приведена в [61], а в работе [62] изложен метод его теплового расчета.

Авторами статьи [66] предложена оригинальная конструкция теплообменного аппарата, поверхность которого образована спиралеобразными гофрированными пластинами. Этот аппарат позволяет осуществлять нагрев газообразных и жидких теплоносителей в широком диапазоне изменения температур и давлений, обладает большой удельной поверхностью теплообмена и, соответственно, высокой компактностью. Он может быть использован в качестве нагревателя, конденсатора, испарителя и т. п.

1.3.5. Характеристики регенеративных теплообменных аппаратов с промежуточным теплоносителем

Несмотря на то, что оребрение трубных пучков теплообменных аппаратов позволяет существенно увеличить поверхность теплообмена, коэффициенты теплопередачи, отнесенные к этой поверхности, не возрастают. Поэтому одним из вариантов интенсификации процесса теплообмена является применение промежуточного теплоносителя с более высокой теплоемкостью по сравнению с дымовыми газами или воздухом. Такими теплоносителями наряду с жидкостями могут быть подвижные зернистые насадки, в качестве которых применяются твердые частицы различной конфигурации (цилиндры, кубики, шарики) эквивалентным диаметром $4\div 12$ мм из металлических и неметаллических материалов. Эти насадки обладают очень большой удельной поверхностью, до $250\div 800$ м²/м³, и позволяют конструировать компактные теплообменные аппараты [67-79]. В качестве нагреваемого теплоносителя в таких аппаратах, применяемых для утилизации теплоты уходящих из котлов газов, может использоваться воздух. Это очень важно, так как появляется возможность использования горячего воздуха для дутья и для подсушки охлажденных дымовых газов перед выводом их в атмосферу через газоотводящий тракт. Известно, что подача горячего дутьевого воздуха в котел обеспечивает экономию топлива за счет интенсификации процесса горения и внесения физической теплоты в топку. Если воздух предварительно увлажнить [6, 24, 25, 80, 81], уменьшаются выбросы оксидов азота за счет снижения температуры в топке котла. При этом увеличится количество водяных паров в уходящих газах. В традиционной конструкции котла (без утилизации теплоты дымовых газов) это приведет к росту потерь теплоты с уходящими газами и соответствующему снижению его КПД. В конденсационном котле это явление отсутствует.

Большой вклад в создание, опытную проверку, внедрение и совершенствование регенеративных воздухоподогревателей с промежуточным теплоносителем внесли З.Ф. Чуханов, И.В. Кузнецов, А.Ф. Гаврилов, Н.Е. Нинуа, Е.И. Кашунин, М.Э. Аэров, А.И. Любошиц, З.Р. Горбис и другие [69-79]. В теплообменниках, приведенных в работах [67, 68], в качестве промежуточного теплоносителя используется вода, обладающая высокой теплоемкостью. Авторы [73] предлагают использовать в качестве насадки

вращающиеся контейнеры, в которых может осуществляться фазовый переход (плавление или кипение) металлов или жидкостей. Это позволяет использовать теплоту фазового перехода для повышения аккумулирующей способности насадки при меньшем ее объеме по сравнению с твердотельным теплоносителем и обеспечить небольшое изменение температуры по длине и ширине контейнера. Многие исследователи применяют подвижные твердотельные шарообразные насадки из чугуна, стали, алюминия, керамики, графита, стекла, гальки и других материалов.

Конструктивно регенеративные воздухоподогреватели выполняются в виде плотного движущегося слоя шарообразной насадки. Например, Е.И. Кашунин разработал воздухоподогреватель дробепоточного типа, состоящий из вертикально установленных шахт, через которые в замкнутом цикле циркулирует плотная чугунная шарообразная насадка. Подаваемые перекрестным способом в верхнюю шахту горячие дымовые газы нагревают насадку и затем аккумулированная в ней теплота передается холодному воздуху, подводимому в нижнюю шахту. Н.Е. Нинуа предложил вращающийся регенеративный воздухоподогреватель, ротор которого составлен из концентрически расположенных кассет с шариковой насадкой диаметром $3\div 8$ мм и перфорированными перегородками. Горизонтальное расположение оси ротора и заполнение кассет шариками на 90 % их объема, по мнению автора, обеспечивает свободное перекачивание насадки и, тем самым, самоочистку поверхности нагрева от загрязнений.

Интересный вариант теплообменного аппарата с промежуточным теплоносителем для нагрева воздуха при низких температурных напорах теплоносителей приведен в работе [82]. В качестве промежуточного теплоносителя используется кипящий слой дисперсного материала кубической формы из алюмоцинкового сплава эквивалентным диаметром 5 мм. Циркуляция промежуточного теплоносителя в аппарате осуществляется за счет тангенциального подвода теплоносителей. Это очень важно, так как нет необходимости в применении элеваторов или вращении ротора воздухоподогревателя для организации подачи теплоносителя. Использование кипящего слоя обеспечивает высокую интенсивность межфазного теплообмена, постоянство температурного уровня, самоочистку поверхности от загрязнений.

1.3.6. Анализ качества воды и конденсата, получаемых в конденсационных теплообменных аппаратах

Как указывалось ранее, одной из проблем глубокого охлаждения продуктов сгорания топлива является необходимость обеспечения требуемого качества нагреваемой в теплообменных аппаратах воды и конденсата с целью их использования в котлах, системах теплоснабжения и горячего водоснабжения, водоподготовки и возможностью сброса в канализационные системы. Качество воды и конденсата характеризуется в основном двумя показателями: коррозионной активностью и нестабильностью, то есть склонностью к шламовыделению или накипеобразованию.

Известно, что из отдельных газов, входящих в состав продуктов полного сгорания газообразного топлива в воде растворяются лишь углекислый газ CO_2 и диоксид азота NO_2 [6]. При неполном сгорании образуются: оксид углерода CO , водород H_2 и метан CH_4 , которые тоже могут растворяться в воде. Поэтому, при контакте продуктов сгорания топлива с водой, имеющем место в теплоутилизационных устройствах контактного типа, возможно растворение в ней какой-либо части газов. Количество растворенных в воде газов зависит, в основном, от ее температуры и парциального давления соответствующего газа.

Исследования качества воды и ее изменений, вызванных контактом с продуктами сгорания природного газа, результаты которых представлены в работах [83-85] показали, что химический состав воды после контакта с продуктами сгорания природного газа практически не изменяется, а ее качество с точки зрения санитарно-гигиенических требований практически не ухудшается. Концентрация CO_2 при температуре воды $50\div 80^\circ\text{C}$ становится выше, чем в исходной воде, при этом значение $p\text{H}$ может быть ниже 7 и вода приобретает явные кислотные свойства. Повышение концентрации CO_2 в воде до $70\div 75$ мг/л и выше, то есть рост ее коррозионной активности, может привести к интенсивной коррозии металла.

Коррозионные свойства воды можно оценить расчетным путем с помощью метода Ланжелье, согласно которому показателем стабильности воды является разность между фактически измеренным $p\text{H}$ и значением $p\text{H}$, соответствующим состоянию стабильности воды. Рассчитанные значения $p\text{H}$, полученные на основе данных химических анализов воды, подогретой в контактных ТА, показали, что эта вода неагрессивна и стабильна [83, 86].

Таким образом, авторами вышеприведенных публикаций сделан вывод о том, что горячая вода и конденсат после непосредственного контакта с продуктами сгорания могут быть использованы в качестве подпиточной воды тепловых сетей и питательной воды котлов, а также в системах производственного горячего водоснабжения.

Исследования химического состава конденсатов, полученных из продуктов сгорания природного газа, показали, что они являются почти бессолевой водой и после дегазации могут использоваться для питания котлов низкого давления [4, 24, 25]. При этом следует отметить, что образующийся конденсат имеет явно выраженную кислотную реакцию (его $pH = 3,5 \div 4$). Для повышения значений pH до $5,0 \div 6,0$ применяются декарбонизаторы. Коррозионная активность при этом понижается, но все же она остается заметной.

Проблема снижения коррозионной активности конденсата может быть решена путем смешения его с продувочной водой котлов, pH которой равен $7,5 \div 8,5$, а температура $40 \div 60$ °C [6].

Способы снижения кислотности конденсата, применяемые в установках с котлами, работающими на газе в ряде стран Европы и США, приведены в [17]. К ним относятся: использование вентилированных емкостей для сбора конденсата, фильтрация конденсата через карбонат кальция. Применяются и другие нейтрализующие реагенты, например, карбонат аммония. По данным исследований, проведенных в Голландии и США [17], pH конденсата газовых конденсационных котлов изменяется в пределах $4,3 \div 3,4$. В соответствии с нормативным законодательством, в канализацию можно сбрасывать конденсат со значением pH не менее 6,5. Однако, в Германии при малой мощности теплоагрегатов (до 50 кВт) и относительно небольшом количестве конденсата разрешен сброс конденсата и с более высокой кислотностью. Исследования влияния конденсата на срок службы канализационных сетей проводились в Германии, США, Дании, Швеции, Нидерландах [34, 35]. На их основе сделаны выводы о сроках службы труб, изготовленных из различных материалов. Для керамики, поливинилхлорида, бетона – срок неограничен; долговечность черных сварных труб и труб оцинкованных – $40 \div 300$ лет; чугунных труб – более 500 лет; медных труб при нерасжиженном конденсате – не более 15 лет; труб из легированной стали с минимальной толщиной стенки – 20 лет.

1.3.7. Способы обеспечения надежности газоотводящего тракта и дымовой трубы при глубоком охлаждении продуктов сгорания топлива в котельных установках

При глубокой утилизации теплоты уходящих газов возникает необходимость защиты газоходов и дымовой трубы от преждевременного разрушения и организации надежного рассеивания продуктов сгорания в районе расположения котельной. Такая необходимость обусловлена тем, что, как показано в работах [6, 88-91], при глубоком охлаждении продуктов сгорания топлива наряду со снижением температуры происходит уменьшение их влагосодержания и объема. Снижение температуры газов приводит к уменьшению самотяги дымовой трубы, то есть величины теплового подъема дымового облака над ее устьем. В связи с этим, в определенных сечениях железобетонной трубы может возникнуть избыточное статическое давление, вызывающее проникновение газов в наружную часть трубы через имеющиеся в ней неплотности. В стальных трубах постоянного сечения этот эффект не наблюдается [87]. Для исключения конденсации водяных паров в дымовых трубах необходимо, чтобы температура их внутренней поверхности была бы выше точки росы удаляемых газов, что возможно лишь при их подогреве.

Снижение влагосодержания продуктов сгорания в результате конденсации водяных паров приводит к уменьшению температуры точки росы. Это является положительным фактором с точки зрения обеспечения бесконденсационного режима эксплуатации дымовой трубы и отрицательным фактором в связи с уменьшениями объема газов и скорости их движения, приводящим к снижению динамического подъема дымового облака над устьем трубы.

Наиболее радикальным способом обеспечения надежности газоходов и дымовых труб является применение специальных коррозионностойких материалов для их изготовления, о чем свидетельствует зарубежный опыт [18]. Однако технико-экономическая целесообразность такого способа в условиях энергетики Украины еще не доказана [87-90]. Следует также иметь в виду, что устройства для глубокой утилизации низкопотенциальной теплоты часто устанавливаются на действующих котельных, уже оборудованных газоотводящими элементами. Поэтому, наиболее экономически оправданным является обеспечение такого температурного уровня дымовых

газов, чтобы в газоотводящих газоходах и дымовой трубе была полностью исключена конденсация водяных паров. Это можно осуществить тремя способами: байпасированием части уходящих из котла газов с целью их смешения с охлажденными в теплоутилизаторе газами; подогревом охлажденных в теплоутилизаторе газов в теплообменнике; смешением охлажденных газов с горячим воздухом, нагретым в воздухоподогревателе.

При байпасном регулировании температуры газов, как было установлено в результате испытаний контактных экономайзеров на Дзержинской ТЭЦ-24 [86, 89], в теплоутилизаторе используется лишь 60 % теплоты уходящих из котлов БКЗ-75 газов, что невыгодно с точки зрения получения максимально возможной экономии топлива. Этот способ нерационален также в связи с внесением в удаляемую через дымовую трубу смесь газов дополнительной влаги. Применение подогрева отходящих из теплоутилизатора газов в теплообменнике требует дополнительной поверхности нагрева, равной 15÷20 % поверхности водяного экономайзера котла [87].

Доля горячего воздуха для обеспечения бесконденсационного режима эвакуации продуктов сгорания составляет примерно 7÷11 % расхода воздуха, подаваемого в топку котла [8]. При этом не происходит дополнительное увлажнение отходящих газов. На основании выполненного в [8] расчетного исследования сделан вывод, что наиболее рациональным и экономически обоснованным является способ смешения отходящих из теплоутилизатора газов с горячим воздухом. Добавка горячего воздуха к этим газам позволит обеспечить требуемый режим их эвакуации через газоотводящий тракт и, кроме того, за счет увеличения объемов и, соответственно, скоростей движения продуктов сгорания топлива, повысить величину динамического подъема над устьем трубы, что очень важно с точки зрения улучшения экологических показателей в зоне расположения котельной.

1.3.8. Методы тепловых расчетов конденсационных теплообменных аппаратов

При разработке конденсационных теплоутилизационных систем с охлаждением продуктов сгорания топлива ниже точки росы становится

актуальным создание надежного и достоверного метода теплового расчета аппарата поверхностного типа, в котором осуществляется конденсация водяного пара из парогазовой смеси. Традиционный метод теплового расчета на основе уравнений теплового баланса и теплообмена с использованием различных уточненных зависимостей для определения коэффициентов теплоотдачи от парогазовой смеси к стенке поверхности, учитывающих эффект конденсации [91, 92], а также упрощенных опытных зависимостей для массообмена [93] не отражает действительных условий протекания процессов конденсации водяного пара при наличии в нем неконденсирующихся газов. Неправомерным является также определение среднего температурного напора по конечным значениям температур на входе и выходе конденсационного теплообменного аппарата (КТА). Связано это с тем, что в процессе конденсации пара при наличии в нем неконденсирующихся газов с повышением тепловой нагрузки концентрация пара уменьшается, а концентрация неконденсирующегося газа возрастает. Это приводит к снижению парциального давления водяного пара на границе раздела фаз системы «пар – газ» и к соответствующему уменьшению температуры его насыщения. При этом в процессе конденсации пара вдоль поверхности теплообменного аппарата происходят изменения состава, состояния, скорости движения парогазовой смеси, температур на границе раздела фаз и стенки, температурного напора и условий теплообмена и массообмена.

Для учета этих изменений авторы многих работ, например [91-93, 95-98], предлагают разделить поверхность теплообмена на отдельные небольшие участки (зоны) и выполнить для каждого из них тепловой расчет. Такой позонный тепловой расчет теплообменного аппарата, несмотря на повышенную трудоемкость, позволяет получить более достоверные данные об основных параметрах процесса тепломассообмена при конденсации водяных паров из парогазовых смесей.

Наиболее подробно метод позонного теплового расчета гладкотрубного конденсационного аппарата описан в работе Л.Д. Бермана и С.Н. Фукса [94]. Рассматриваемый в этой работе теплообменный аппарат предназначен для конденсации пара из паровоздушной смеси с относительно небольшим

содержанием воздуха ($\varepsilon_r = 0,01 \div 0,2$). На основании вывода авторов о невозможности распространения аналогии между теплообменом и массообменом на условия конденсации пара из смеси с невысоким содержанием в ней воздуха в основу этого метода были положены опытные данные по тепло-массообмену, полученные в ВТИ для конкретного теплообменного аппарата [95]. При этом был введен ряд упрощений, основными из которых являются пренебрежение конвективным теплообменом между паровоздушной смесью и пленкой конденсата и переохлаждением конденсата ввиду их незначительности по сравнению с теплотой фазового перехода. В уравнениях теплового баланса и теплообмена была учтена только теплота, выделившаяся за счет фазовых превращений.

Выполненный авторами работы [94] тепловой расчет теплообменного аппарата позволил им установить, что изменение локальных значений коэффициентов теплоотдачи, теплопередачи и температурных напоров по площади поверхности теплообменного аппарата имеют явно нелинейный характер. На основании этого они сделали вывод о том, что опытные данные по средним коэффициентам теплоотдачи, полученные на основании балансовых испытаний теплообменных аппаратов, являются «условными и малоопределяемыми» и только позонный тепловой расчет конденсатора отражает действительные условия тепломассообмена в аппаратах такого типа. Здесь же указывается, что выполнение расчетов ограничивается недостаточностью экспериментальных данных по массообмену для различных вариантов теплообменных аппаратов как по конструктивным характеристикам, так и по составу парогазовых смесей.

В работе [96] рассмотрены теоретические положения метода позонного теплового расчета конденсаторов на основе уравнения теплового баланса и упрощенного уравнения теплопередачи, а также приведен пример расчета аппарата для конденсации пара бензола из его смеси с азотом. Коэффициент массообмена предлагается определять из условия приближенной аналогии между теплообменом и массообменом. При определении коэффициента теплоотдачи от пленки конденсата к стенке не учитывается динамическое воздействие движущейся парогазовой

смеси. Позонный расчет ведется не по средним, а по конечным параметрам парогазовой смеси.

В работе [97] излагается метод расчета конденсационного аппарата, в основу которого положены уравнения элементарных тепловых балансов и уравнения тепломассообмена. Конденсация пара происходит внутри труб. Расчет поверхности теплообмена осуществляется путем деления диапазона изменения температуры парогазовой смеси на так называемые дифференциальные участки, в пределах которых теплотехнические свойства смеси и коэффициенты тепломассообмена принимаются постоянными. Задача сводится к решению системы дифференциальных уравнений численным методом. В этой работе отмечается также, что в соответствии с предложенным методом разработана программа расчета аппаратов с конденсацией пара в присутствии инертных газов. При определении коэффициента массоотдачи использовалась аналогия между теплообменом и массообменом. Следует отметить, что в уравнение для расчета коэффициента массоотдачи в качестве определяющего параметра входит массовый расход парогазовой смеси без указания ее состава. Однако из ряда публикаций известно, что коэффициент массоотдачи существенно зависит от содержания инертных газов в смеси.

Об аналогичной компьютерной программе расчета теплообменного аппарата для конденсации водяных паров из продуктов сгорания природного газа сообщается в работе [98]. Однако алгоритм решения этой задачи не приводится.

В.П. Исаченко в работе [99] предложил метод, в котором расчет теплообмена при конденсации пара из парогазовой смеси рассматривается как сопряженная задача. Математическая формулировка такой задачи выражена в виде системы дифференциальных уравнений в частных производных. Как отмечает автор, такая система не сводится к системе обыкновенных дифференциальных уравнений и может быть решена только численными методами.

Авторами работы [100] разработан метод позонного теплового расчета КТА, в котором для определения текущего значения поверхности теплообмена, отсчитываемого от входной части аппарата, находятся

условный коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}$ и степень конденсации пара K_M . Задаваясь рядом последовательно возрастающих значений поверхности теплообмена, отнесенных к некоторой масштабной поверхности \bar{F} , авторы с помощью экспериментально полученной критериальной зависимости для теплообмена в пучке труб находят два уравнения $\bar{\alpha} = f_1(\bar{F})$ и $K_M = f_2(\bar{F})$. По заданной степени конденсации K_M путем совместного решения этих уравнений графическим способом определяется величина поверхности теплообмена. Одним из недостатков этого метода является постоянство температуры парогазовой смеси на входе в каждую зону аппарата, то есть отсутствует учет ее снижения за счет конденсации водяного пара из парогазовой смеси. Это приводит к ошибкам в определении температурных напоров и коэффициентов теплообмена.

Необходимо отметить, что в последнее время появился ряд интересных публикаций, посвященных экспериментальному и теоретическому исследованиям процессов конденсации водяных паров из парогазовых смесей [6, 98, 101-104]. В связи с этим становится актуальным обобщение этих и других опытных данных, а также результатов аналитических исследований с целью разработки достоверного метода теплового расчета конденсационного теплообменного аппарата поверхностного типа.

Охлаждение уходящих газов ниже температуры точки росы с конденсацией из них водяных паров сопровождается совместно протекающими процессами теплообмена и массообмена. Расчет коэффициентов теплоотдачи при этом осуществляется по достаточно надежным и апробированным методам и не вызывает затруднений. Определение же коэффициентов массоотдачи в связи со сложностью процесса и ограниченностью экспериментальных и теоретических исследований для многокомпонентных парогазовых смесей с большим содержанием инертных газов оказывается достаточно сложной задачей. Это обусловлено изменением параметров парогазовой смеси и конденсатной пленки вдоль поверхности теплообмена и определения косвенным методом их значений на границе раздела фаз. Точность расчета коэффициентов массоотдачи зависит от достоверности определения коэффициентов диффузии водяного пара

в сухие продукты сгорания топлива. Значения таких коэффициентов диффузии, полученных экспериментальным путем, практически отсутствуют в связи со сложностью проведения экспериментальных исследований. Как правило, в литературе приводятся опытные данные для коэффициентов диффузии водяного пара в воздух и различные формулы для расчетного определения коэффициентов диффузии для бинарных сред [94, 96, 104-108]. Поэтому актуальной является разработка надежного и достоверного метода расчета коэффициентов диффузии водяного пара в многокомпонентные продукты сгорания топлива.

Кроме того, при создании достоверного метода теплового расчета конденсационного теплообменного аппарата с промежуточным шарообразным теплоносителем, выполняющем функцию воздухоподогревателя котельной установки, возникает еще одна актуальная научная задача. Она обусловлена практически полным отсутствием методов расчета теплообмена в условиях конденсации водяных паров из парогазовых смесей с большим содержанием неконденсирующихся газов (продуктов сгорания топлива) на поверхности шарообразного теплоносителя. В то же время процессы теплообмена в бесконденсационном его режиме изучены достаточно хорошо, так как имеется большой опыт в проектировании регенеративных вращающихся и дробепоточных воздухоподогревателей [55-58, 60-62, 66, 67, 109-113]. В связи с этим одним из путей решения этой задачи является разработка метода теплового расчета конденсационной части воздухоподогревателя с использованием существующего ограниченного опыта в определении коэффициентов теплоотдачи при конденсации водяных паров в шарообразных засыпках [114-116].

1.4. Перспективные пути решения технологических проблем глубокого охлаждения продуктов сгорания топлива в котельных установках

Анализ литературных источников свидетельствует о том, что проблема повышения экономичности паровых и водогрейных котлов малой и средней теплопроизводительности, работающих на газообразном топливе, является в

настоящее время одной из наиболее актуальных. Это обусловлено настоятельной необходимостью решения остро стоящих перед энергетикой Украины вопросов энергосбережения и экологии в условиях постоянно возрастающих цен на природный газ и материалы, а также в связи с необходимостью создания конкурентоспособного котельного оборудования. Наиболее эффективным и перспективным путем решения этой проблемы является максимально возможная утилизация теплоты уходящих из котла газов, осуществляемая путем их глубокого охлаждения в специально созданных теплоутилизаторах. Перспективными с точки зрения обеспечения высокой эффективности теплообмена и компактности являются поверхностные рекуперативные теплообменники с оребренными трубными пучками или термосифонами, с пластинчатыми элементами или регенеративные теплообменные аппараты с промежуточными подвижными теплоносителями.

Разработка теплоутилизационных технологий сопряжена с необходимостью решения довольно сложных задач как в области совершенствования их математических моделей и методов тепловых расчетов теплообменных аппаратов, работающих в условиях конденсации водяных паров из продуктов сгорания топлива, так и при выборе типа и создании высокоэффективных конструкций теплоутилизаторов. Это обусловлено целым рядом факторов.

Во-первых, характерной особенностью внедрения технологий глубокой утилизации теплоты уходящих газов при модернизации и реконструкции существующих котлов является зависимость оценки эффективности разработанных теплоутилизационных устройств от конкретных схемных решений по рациональному использованию утилизируемой теплоты. Физическая теплота продуктов сгорания топлива и теплота конденсации водяных паров из них в общем случае может быть использована в системах отопления, горячего водоснабжения, вентиляции, кондиционирования воздуха и т.п. Большое разнообразие конкретных специально созданных схем утилизации теплоты требует применения соответствующего теплоутилизационного оборудования: теплообменных аппаратов контактного, контактно-поверхностного, поверхностного типов. Основным критерием

оценки эффективности утилизации теплоты в таких схемах является коэффициент использования топлива, т.е. его экономия. При этом, как правило, не рассматриваются вопросы негативного обратного влияния снижения расхода топлива на теплотехнические показатели котла (ухудшаются условия теплообмена в поверхностях нагрева котла за счет уменьшения скоростей движения газов, что равнозначно его эксплуатации при частичных нагрузках). Кроме этого, при большом обилии схемных решений достаточно сложно оценить степень совершенства методов расчета и конструкций теплоутилизаторов. В соответствии с этим наиболее приемлемым решением является объединение котла и теплоутилизационных устройств в единую замкнутую систему при условии сохранения расхода топлива на прежнем уровне. Эффективность утилизации теплоты при этом следует оценивать по повышению КПД системы и дополнительной выработке продукции (горячего воздуха, горячей воды, конденсата).

Во-вторых, при создании системы «котел–теплоутилизаторы» важным этапом является выбор наиболее эффективного типа теплоутилизационного устройства. Анализ литературных источников свидетельствует о том, что требования к теплоутилизационным аппаратам существенно отличаются от требований, предъявляемых к традиционному котельному оборудованию, в связи с необходимостью обеспечения высокой компактности, низкой материалоемкости, высокой надежности, антикоррозионной стойкости, низких капитальных и эксплуатационных затрат и пр. В последнее время за рубежом и в Украине нашли широкое применение конденсационные теплоутилизаторы поверхностного типа, в качестве поверхности нагрева которых используются оребренные трубы (биметаллические и др.), термосифоны, пластинчатые элементы и т.п. Достаточно высокой эффективностью с точки зрения соответствия приведенным требованиям и интенсивности теплообмена обладают также регенеративные ТА с промежуточным шарообразным теплоносителем. Поэтому при создании теплоутилизационных систем таким теплообменным аппаратам следует отдавать предпочтение.

В третьих, низкопотенциальная теплота, полученная в результате утилизации, может быть использована для нагрева сырой воды химводоочисток при подготовке питательной и подпиточной воды для котлов и тепловых сетей, воды для технологических нужд промышленных предприятий, сетевой воды систем отопления и горячего водоснабжения, а также дутьевого воздуха для котлов, отопительно-вентиляционных систем и т.п. Однако для нагрева холодной подпиточной воды для паровых котлов и систем теплоснабжения требуется существенно меньшее количество теплоты, чем ее может быть получено в процессе утилизации. Поэтому более заманчивой является идея использования в качестве подпиточной воды конденсата, получаемого из продуктов сгорания природного газа. Использование утилизируемой теплоты в системах отопления ограничивается предварительным подогревом сетевой воды перед подачей ее в водогрейный котел, а также периодичностью работы тепловых сетей. При этом КПД утилизационной системы повышается незначительно, на $3\div 6\%$. Более эффективным является нагрев воды с температурой $5\div 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ в системах горячего водоснабжения. В этом случае повышение КПД системы может составлять $10\div 15\%$. Достаточно серьезная проблема возникает при нагреве холодного воздуха. Она обусловлена большим несоответствием между количеством воздуха, нагретого за счет выделившейся в процессе конденсации водяных паров из продуктов сгорания топлива теплоты, и необходимым количеством воздуха для организации процесса сжигания топлива в котле. В соответствии с приведенным достаточно важным этапом создания теплоутилизационной системы является решение вопросов эффективного теплоиспользования.

Четвертым фактором является проблема, связанная с обеспечением надежности газоотводящего тракта и дымовой трубы, которая вызвана низкой температурой и высокой относительной влажностью ($95\div 100\%$) отводимых из утилизационной системы в окружающую среду продуктов сгорания топлива. Применение коррозионностойких материалов для изготовления газоходов и дымовых труб (например, пластиков) или покрытий является дорогостоящим мероприятием. Существуют более простые экономически

обоснованные решения. Для исключения конденсации остаточных (несконденсировавшихся) водяных паров в газоотводящем тракте необходимо, чтобы температура его поверхности была выше точки росы. Это можно обеспечить путем повышения температуры уходящих газов за счет подмешивания к ним части байпасируемых мимо утилизатора дымовых газов или горячего воздуха, а также за счет нагрева в теплообменнике. Наиболее эффективным является смешение уходящих газов с горячим воздухом.

Еще одной серьезной проблемой является необходимость нейтрализации кислого конденсата ($pH = 4,5 \div 6$). Литературный обзор показал, что нейтрализация конденсата наиболее просто может быть осуществлена в деаэрационной установке котельной либо (при ее отсутствии) в специальных дегазаторах.

Наряду с вышеперечисленными факторами при разработке теплоутилизационных устройств конденсационного типа возникают серьезные трудности в расчетах тепломассообменных процессов при конденсации водяных паров из парогазовых смесей с большим содержанием неконденсирующихся газов как на гладких и оребренных, так и на шарообразных поверхностях. Как следует из анализа литературных источников, достоверные методы тепловых расчетов конденсационных теплообменных аппаратов отсутствуют.

Анализ методов позонного теплового расчета поверхностного ТА конденсационного типа позволил сделать такие выводы. Все предлагаемые авторами литературных источников методы расчета связаны с рассмотрением процессов конденсации водяных паров из парогазовых смесей с небольшим содержанием инертных примесей ($\varepsilon_r = 0,01 \div 0,2$). Это обусловлено, в основном тем, что они разрабатывались для создания теплообменного оборудования для паровых турбоустановок при наличии присосов воздуха в паровое пространство этого оборудования, например, конденсаторов, первых ступеней подогревателей низкого давления. В этом случае плотность поперечного потока массы достаточно высока. Это позволило авторам методов пренебречь конвективной составляющей

как в балансовых уравнениях, так и в уравнениях теплообмена и привело к выводу о невозможности использования в расчетах аналогии между теплообменом и массообменом. В то же время продукты сгорания природного газа отличаются от вышеуказанных парогазовых смесей как по составу (CO_2 , N_2 , H_2O , воздух), так и по содержанию инертных примесей ($\varepsilon_{\text{г}} = 0,83 \div 0,95$). Поэтому в этом случае можно пренебречь переохлаждением конденсата, но нельзя не учитывать конвективный теплообмен между парогазовой смесью и пленкой конденсата. При наличии в парогазовой смеси большого количества инертных газов, как указывается во многих публикациях, определение коэффициентов массоотдачи можно осуществлять на основе приближенной аналогии между теплообменом и массообменом. Все вышесказанное и определяет актуальность совершенствования метода позонного теплового расчета теплоутилизационных аппаратов конденсационного типа.

На основе анализа и обобщения, имеющихся в литературе теоретических и экспериментальных данных по теплообмену (обширных для бесконденсационных режимов и ограниченных для конденсационных режимов) в регенеративном конденсационном воздухоподогревателе с шарообразным промежуточным теплоносителем (КВП), можно сделать вывод о необходимости разработки метода его теплового расчета с учетом особенностей совместно протекающих процессов тепло- и массообмена при конденсации водяного пара из парогазовой смеси с большим содержанием неконденсирующихся газов на поверхности шарообразного теплоносителя.

При выполнении тепловых расчетов конденсационных теплообменных аппаратов возникает необходимость в расчете коэффициентов массоотдачи, точность которого существенно зависит от достоверности определения коэффициентов диффузии водяного пара в сухие продукты сгорания топлива. Поэтому разработка метода расчета коэффициентов диффузии водяного пара в многокомпонентные сухие продукты сгорания топлива также в этом контексте является крайне необходимой.

В соответствии с вышеизложенным проблемы совершенствования методов расчета, моделей, схем и конструкций поверхностных конденсационных теплообменных аппаратов, применяемых для повышения экономичности паровых и водогрейных котлов малой и средней мощности, работающих на газообразном топливе, путем глубокой утилизации теплоты уходящих газов являются чрезвычайно актуальными и своевременными.

Насущными и перспективными путями решения теоретических и технологических проблем глубокого охлаждения продуктов сгорания топлива в котельных установках являются:

- обоснование и выбор наиболее эффективной замкнутой технической системы «котел–теплоутилизаторы»;
- разработка математической модели замкнутой технической системы «котел–теплоутилизаторы»;
- разработка математической модели и метода позонного теплового расчета поверхностного теплообменного аппарата конденсационного типа;
- разработка математической модели и метода позонного теплового расчета конденсационного воздухоподогревателя с промежуточным шарообразным теплоносителем;
- разработка метода расчета коэффициентов диффузии водяного пара в многокомпонентные сухие продукты сгорания топлива;
- разработка метода расчета конечных температур теплоносителей;
- реализация математической модели замкнутой технической системы «котел–теплоутилизаторы» в виде комплекса программ применительно к современным типам компьютеров;
- разработка созданных математических моделей эффективных конструкций теплоутилизаторов, предназначенных для глубокого охлаждения уходящих дымовых газов котельных установок;
- формулировка общих рекомендаций и обоснование предложенных современных технических решений по проектированию систем глубокой утилизации теплоты уходящих из котлов газов.

Глава 2

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ «КОТЕЛ-ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРЫ»

Внедрение на объектах теплоэнергетики технологий глубокой утилизации теплоты уходящих газов из котлов и других теплогенерирующих установок, потребляющих в качестве топлива природный газ, связано с необходимостью решения ряда достаточно сложных задач в рамках общей концепции практической реализации этих технологий. Основные положения этой концепции следующие:

- теплоутилизационные технологии, как правило, внедряются в процессе модернизации или реконструкции существующих котельных установок, используемых в системах теплоснабжения. При этом выбор утилизационной схемы существенно зависит от стабильности годовой потребности в низкопотенциальном теплоносителе определенного вида (горячей воде, горячем воздухе, конденсате), а также от наличия необходимых объемов холодного теплоносителя. Это порождает большое разнообразие специально разработанных теплоутилизационных схем, критерием эффективности которых является коэффициент использования топлива (к.и.т.). Такое положение усложняет оценку степени совершенства теплоутилизационной технологии. Более рациональным представляется объединение котла и теплоутилизационных устройств в единую замкнутую систему. При этом необходимо учитывать негативное обратное влияние на теплотехнические показатели котла установленных за ним теплоутилизаторов. В соответствии с этим расход топлива следует сохранить на неизменном уровне, а степень совершенства системы оценивать по повышению ее коэффициента полезного действия (КПД) и выработке дополнительной теплотехнологической продукции;

- в случае необходимости обеспечения высокого качества нагреваемой воды при разработке теплоутилизационной системы следует использовать в качестве теплоутилизаторов рекуперативные теплообменные аппараты с теплообменной поверхностью в виде труб и термосифонов с оребрением, пластинчатых и пластинчато-ребристых элементов, а также регенеративные

теплообменные аппараты с промежуточным теплоносителем. При этом необходимо иметь в виду, что высокая интенсивность тепломассообмена в условиях конденсации водяных паров из дымовых газов дает возможность формировать теплообменную поверхность конденсационного теплообменного аппарата с помощью гладкотрубных пакетов с интенсификаторами теплообмена в виде канавок или невысоких ребер (или даже без них) вместо дорогостоящих оребренных поверхностей;

- для обеспечения защиты газоотводящего тракта и дымовой трубы от низкотемпературной коррозии и разрушения наиболее эффективным способом является повышение температуры уходящих газов выше температуры точки росы путем их смешения с горячим воздухом. Поэтому при разработке теплоутилизационной системы необходимо предусмотреть возможность высокотемпературного нагрева необходимого для этой цели количества воздуха. Наряду с этим, использование горячего дутьевого воздуха позволяет повысить эффективность сжигания топлива. Следует отметить также, что очень часто при выполнении расчета теплового баланса теплоутилизационной системы определение потерь теплоты с уходящими газами осуществляется с использованием энтальпии покидающих теплоутилизаторы газов без учета ее увеличения в процессе смешения с горячим воздухом. Это приводит к завышенному значению КПД;

- для обеспечения возможности использования конденсата в качестве подпиточной воды при разработке системы «котел-теплоутилизаторы» возникает необходимость в его нейтрализации. Наиболее просто эта проблема может быть решена с помощью деаэрационной установки котельной либо специальных дегазаторов;

- отсутствие достоверных методов расчета теплообмена и массообмена в условиях конденсации водяных паров из парогазовых смесей с большим содержанием неконденсирующихся газов требует создания математических моделей как самой системы «котел–теплоутилизаторы», так и ее элементов – теплообменного оборудования конденсационного типа и разработки на их основе надежных инженерных методов теплового расчета.

Предлагаемая в настоящей главе математическая модель системы «котел–теплоутилизаторы» позволяет учесть вышеперечисленные положения и

осуществить оценку эффективности глубокой утилизации теплоты уходящих из котлов продуктов сгорания топлива традиционно используемым в котельной технике способом – по значению КПД.

В качестве объекта исследования была рассмотрена система «котел–КВП–КТА» для котельного агрегата, не имеющего в своем составе воздухоподогревателя. Принципиальные схемы системы приведены на рисунках 2.1 и 2.2.

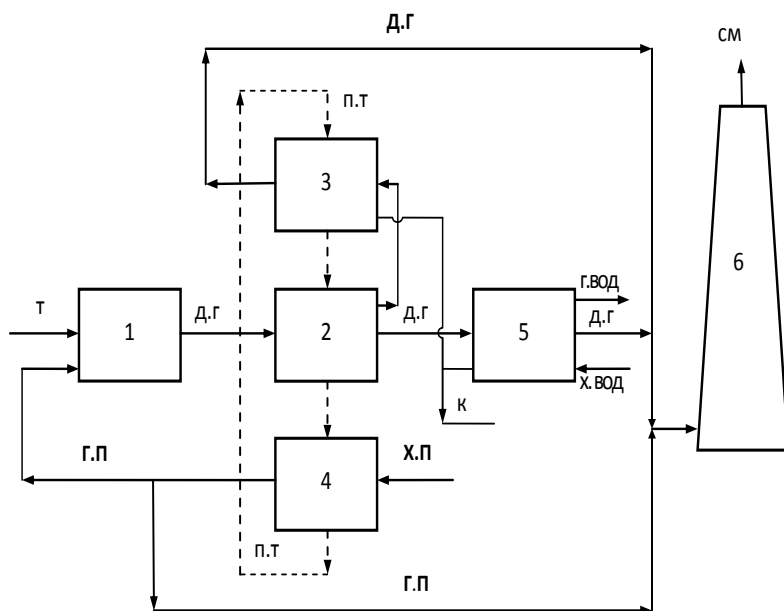


Рисунок 2.1– Принципиальная схема системы
«котел–КВП дробепоточного типа–КТА»:

- 1 – котел; 2 – «сухая» зона КВП; 3 – конденсационная зона КВП;
4 – воздушная зона КВП; 5 – КТА; 6 – дымовая труба; т – топливо;
д.г – дымовые газы; п.т – промежуточный теплоноситель;
х.в – холодный воздух; г.в – горячий воздух;
х.вод – холодная вода; г.вод – горячая вода;
к – конденсат; см – газовоздушная смесь

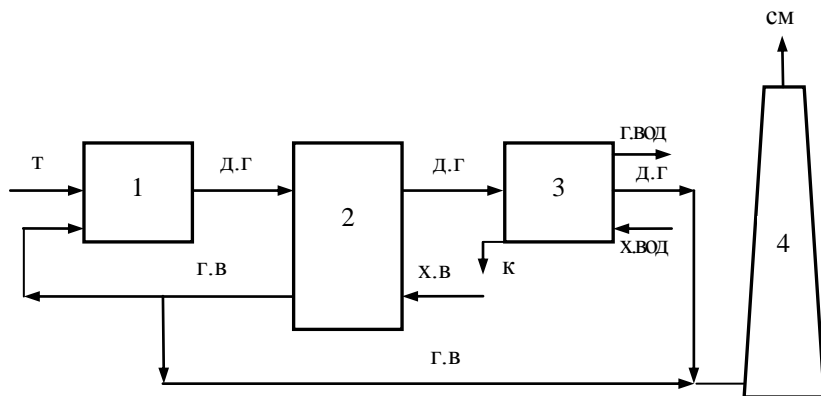


Рисунок 2.2 – Принципиальная схема системы
«котел–КВП вращающегося типа–КТА»:

1 – котел; 2 – КВП вращающегося типа; 3 – КТА; 4 – дымовая труба;
т – топливо; д.г – дымовые газы; п.т – промежуточный теплоноситель;
х.в – холодный воздух; г.в – горячий воздух; х.вод – холодная вода;
г.вод – горячая вода; к – конденсат; см – газозвдушная смесь

Теплоутилизационная часть такой системы состоит из конденсационного воздухоподогревателя (КВП) и конденсационного теплообменного аппарата (КТА). В КВП происходит охлаждение всех продуктов сгорания топлива до точки росы без конденсации водяных паров и их части ниже точки росы с конденсацией водяных паров, в КТА осуществляется охлаждение оставшейся части продуктов сгорания топлива ниже точки росы с конденсацией водяных паров.

В качестве КВП было предложено использовать теплообменный аппарат с циркулирующим промежуточным шарообразным теплоносителем. Таким теплоносителем могут быть шары диаметром $0,004 \div 0,015$ м, изготовленные из стекла, керамики, графита, стали, чугуна, алюминия и т. п. Основным достоинством КВП такого типа является высокая компактность, так как удельная поверхность теплообмена в этом случае составляет $250 \div 850 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Конструктивно КВП может быть выполнен дробепоточным или вращающимся.

КТА поверхностного типа представляет собой пакет труб с невысокими ($0,001 \div 0,002$ м) ребрами (интенсификаторами теплообмена) или гладкотрубный пакет, изготовленный из нержавеющей стали. Такая конструкция обусловлена, в первую очередь, высокими значениями коэффициентов теплопередачи при конденсации водяных паров из продуктов сгорания топлива, которые, как показывают экспериментальные и теоретические исследования [7, 99], достигают значений $250 \div 450$ Вт/м²К. Во-вторых, предлагаемые многими исследователями в качестве эффективной теплоутилизационной поверхности биметаллические трубы с алюминиевыми ребрами высотой $0,010 \div 0,015$ м кроме дороговизны обладают рядом недостатков. Например, из-за большого температурного напора между основанием и вершиной ребра (10 °С и более) возможен бесконденсационный режим теплообмена, так как температура вершины ребра может превышать точку росы (ограничивается тем самым температурный предел нагрева воды); из-за опасности возникновения коррозии, основная труба должна быть изготовлена из нержавеющей стали; межреберное пространство может быть затоплено конденсатом (предлагаются даже специальные меры защиты от этого) [8, 117].

Выбор типа поверхности теплообмена не противоречит принимаемым конструктивным решениям для теплоутилизаторов поверхностного типа, работающим одновременно в бесконденсационном режиме теплообмена (при охлаждении дымовых газов до температуры точки росы) и в конденсационном режиме (при охлаждении дымовых газов ниже температуры точки росы). В связи с низкой интенсивностью теплообмена в бесконденсационном его режиме обеспечение компактности теплообменного аппарата возможно лишь при высокой степени оребрения поверхности теплообмена, что и обеспечивается биметаллическими калориферными трубами. В КТА же осуществляется чисто конденсационный режим теплообмена.

Целесообразность применения системы с двумя теплоутилизационными аппаратами вместо одного, несмотря на увеличение капитальных и эксплуатационных затрат, обусловлена необходимостью решения таких задач, как:

- использование нагретого в теплоутилизаторе теплоносителя (воздуха) в основном агрегате (котле), что, как известно, является наиболее эффективной и оптимальной утилизационной технологией;
- улучшение процесса горения топлива за счет подачи горячего воздуха в топку котла;
- снижение расхода нагреваемой воды (так как потребность в ней может быть ограничена) за счет использования части утилизируемой теплоты для нагрева воздуха;
- обеспечение максимально возможной степени утилизации теплоты уходящих газов при отсутствии их байпаса;
- защита газоотводящего тракта и дымовой трубы от коррозии и разрушения путем смешения уходящих из теплоутилизаторов газов с горячим воздухом.

Решение поставленных задач осуществлялось комплексно с привлечением современной вычислительной техники. На основе созданной математической модели были разработаны методы тепловых расчетов системы и ее элементов и соответствующий пакет компьютерных программ. С помощью пакета компьютерных программ выполнен численный эксперимент и осуществлены обработка и анализ его результатов.

На рис. 2.3 представлена блок-схема математической модели системы «котел–КВП–КТА».

2.1. Формирование исходных данных модели

В качестве исходных данных модели (блок 1, рис. 2.3) используются результаты теплового расчета парового или водогрейного котельных агрегатов и задаваемые параметры: D – паропроизводительность котла; $D_{пр}$ – расход пара на продувку котла; $D_{вод}$ – расход воды в водогрейном котле; $i_{пе}$ – энтальпия перегретого пара; $i_{п.в}$ – энтальпия питательной воды; $t_{х.вод}$ – температура холодной воды, нагреваемой в теплоутилизаторе; $t_{вод 2}$, $t_{вод 1}$ – температуры горячей и холодной воды в водогрейном котле;

$c_{\text{вод}}$ – удельная массовая теплоемкость воды; $\alpha_{\text{т}}$ – коэффициент избытка воздуха в топке котла; $\Delta\alpha_{\text{т}}$ – присос воздуха в топку котла; $t_{\text{прс}}$ – температура присасываемого воздуха; Q_s^r, Q_i^d – высшая и низшая теплоты сгорания газообразного топлива; B – расход топлива; q_3, q_4 – потери теплоты от химической и механической неполноты сгорания топлива; q_5 – потеря теплоты от наружного охлаждения котла; $\eta_{\text{к}}^{\text{н}}$ – коэффициент полезного действия котла, рассчитанный по низшей теплоте сгорания топлива; V_0 – теоретическое количество сухого воздуха, необходимого для полного сгорания топлива ($\alpha=1$); $V_{0\text{ N}_2}$, $V_{0\text{ RO}_2}$, $V_{0\text{ H}_2\text{O}}$ – теоретические объемы продуктов сгорания топлива при $\alpha=1$ (азота, трехатомных газов, водяных паров); p – общее давление продуктов сгорания топлива; ϕ – коэффициент сохранения теплоты; $\vartheta_{y_{x_1}}$ – температура уходящих из котла продуктов сгорания топлива (на входе в теплоутилизаторы); $\vartheta_{y_{x_2}}$ – температура продуктов сгорания топлива на выходе из теплоутилизаторов; $\alpha_{\text{вх}}$, α_{yx} – коэффициенты избытка воздуха на входе и выходе теплоутилизаторов; $\Delta\alpha_{\text{КВП}}$, $\Delta\alpha_{\text{КТА}}$ – присосы воздуха в КВП и КТА; $t_{\text{х.в}}$ – температура холодного воздуха; $\vartheta_{\text{см}}$ – температура смеси уходящих из теплоутилизаторов продуктов сгорания топлива и горячего воздуха (или байпасируемых газов); $t_{\text{Г.В.С}}$ – температура воды в системе горячего водоснабжения; $\Delta\beta_1'$ – избыток горячего воздуха, подаваемого в газоотводящий тракт; ρ_{CO_2} , ρ_{N_2} , $\rho_{\text{с.в}}$, $\rho_{\text{в}}$, $\rho_{\text{H}_2\text{O}}$ – плотности углекислого газа, азота, сухого воздуха, влажного воздуха, водяного пара при нормальных условиях; M_{CO_2} , M_{N_2} , $M_{\text{в}}$, $M_{\text{п}}$ – молекулярные массы углекислого газа, азота, воздуха, водяного пара при нормальных условиях; $d_{\text{ш}}$ – диаметр шарообразного теплоносителя; $\rho_{\text{ш}}$, $c_{\text{ш}}$ – плотность и удельная массовая теплоемкость материала шарообразного промежуточного теплоносителя; $t_{\text{ш}_1}$ – температура шарообразного теплоносителя на входе в КВП.

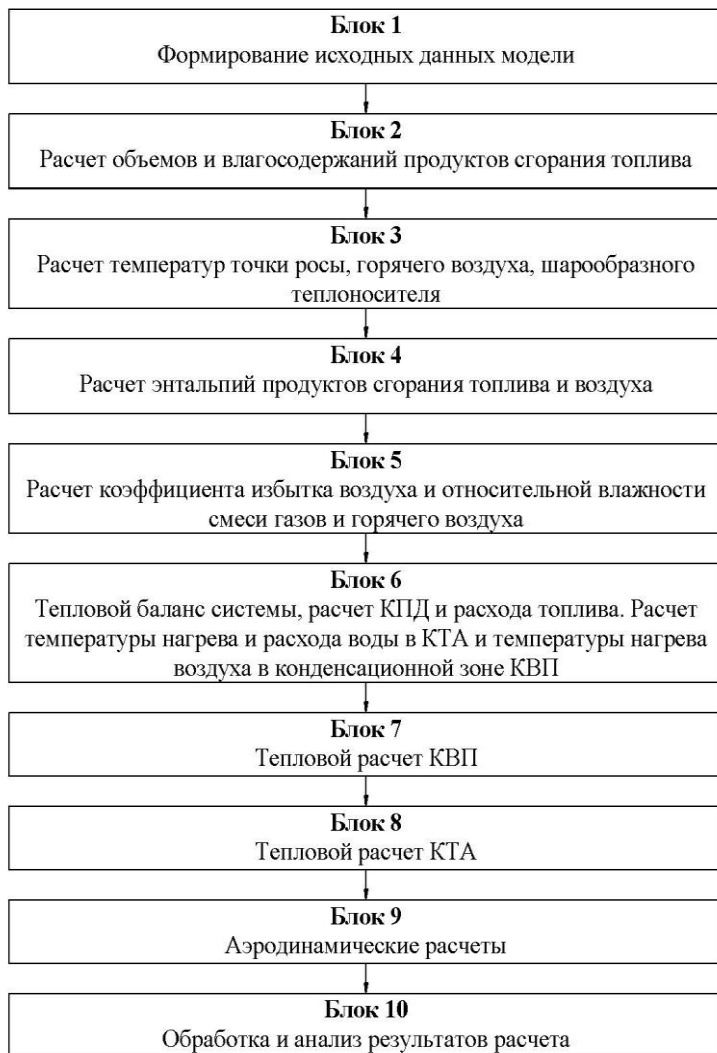


Рисунок 2.3 – Блок-схема математической модели системы «котел–теплоутилизаторы»

2.2. Метод расчета объемов и влагосодержаний продуктов сгорания топлива

Расчет объемов продуктов сгорания топлива (блок 2, рис. 2.3) осуществляется в соответствии с рекомендациями [118] на 1 м³ сухого газообразного топлива при нормальных условиях (0 °С и 101,3 кПа). На входе в теплоутилизаторы при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{\text{BX}} > 1,0$ расчет ведется по следующим формулам:

объем водяных паров

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{BX}} = V_{0\text{H}_2\text{O}} + 0,0161 \cdot (\alpha_{\text{BX}} - 1) \cdot V_0; \quad (2.1)$$

объем дымовых газов

$$V_{\Gamma}^{\text{BX}} = V_{\text{RO}_2} + V_{0\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{BX}} + (\alpha_{\text{BX}} - 1) \cdot V_0; \quad (2.2)$$

объем сухих дымовых газов

$$V_{\text{с.Г}}^{\text{BX}} = V_{\text{RO}_2} + V_{0\text{N}_2} + (\alpha_{\text{BX}} - 1) \cdot V_0. \quad (2.3)$$

Влагосодержание продуктов сгорания топлива на входе в теплоутилизаторы (на выходе из котла) при их относительной влажности $\varphi < 100\%$ определяется по формуле

$$d_{\text{BX}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{BX}} \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}} / V_{\text{с.Г}}^{\text{BX}} \cdot \rho_{\text{с.Г}}^{\text{BX}}, \quad (2.4)$$

где $\rho_{\text{H}_2\text{O}}$ плотность водяного пара, $\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 0,804$ кг/м³;

$\rho_{\text{с.Г}}^{\text{BX}}$ — плотность сухих дымовых газов на входе в теплоутилизаторы,

которая определяется как $\left[V_{\text{RO}_2} \cdot \rho_{\text{CO}_2} + V_{0\text{N}_2} \cdot \rho_{\text{N}_2} + (\alpha_{\text{BX}} - 1) V_0 \cdot \rho_{\text{с.в.}} \right] / V_{\text{с.Г}}^{\text{BX}}$.

Следует отметить, что в случае отсутствия данных об объемах дымовых газов для определения начального влагосодержания продуктов сгора-

ния природного газа в [6, 24] предложены удобные для расчетов выражения вида:

$$d = (0,13 + \alpha_{yx} \cdot d_B) / (\alpha_{yx} - 0,058) ;$$

$$d = (1,0 + 0,008 \cdot \alpha_{yx} d_B) / (7,83 \cdot \alpha_{yx} - 0,83) .$$

Из этих выражений следует, что на величину влагосодержания продуктов сгорания топлива d кроме коэффициента избытка воздуха в уходящих из котла дымовых газах α_{yx} существенное влияние оказывает влагосодержание дутьевого воздуха d_B . Это необходимо учитывать в расчетах. Так как влагосодержание воздуха может изменяться в зависимости от района расположения котельной и времени года, то при выполнении расчетов следует руководствоваться рекомендациями [68, 118], в соответствии с которыми $d_B = 10$ г/кг сухого воздуха. Сравнение результатов расчетов, выполненных по этим зависимостям и формуле (2.4) свидетельствует об их достаточно хорошей сопоставимости, погрешность расчета не превышает 2 %.

Влагосодержание продуктов сгорания топлива на выходе из теплоутилизаторов при 100 % их относительной влажности и температуре ϑ_{yx_2} определяется по формуле

$$d_{yx} = \frac{M_{\Pi}^{yx}}{M_{c.\Gamma}^{yx}} \cdot \frac{p_{\Pi}^{yx}}{p - p_{\Pi}^{yx}}, \quad (2.5)$$

где $M_{c.\Gamma}^{yx}$ – молекулярная масса уходящих сухих газов, которая определяется как $M_{c.\Gamma}^{yx} = M_{CO_2} \cdot r_{CO_2}^{yx} + M_{N_2} \cdot r_{N_2}^{yx} + M_B \cdot r_B^{yx}$,

где $r_{RO_2}^{yx}, r_{N_2}^{yx}, r_B^{yx}$ – доли компонентов сухих газов, которые находятся по формулам

$$r_{RO_2}^{yx} = V_{RO_2} / V_{c.\Gamma}^{yx}, \quad r_{N_2}^{yx} = V_{N_2} / V_{c.\Gamma}^{yx}, \quad r_B^{yx} = (\alpha_{yx} - 1) \cdot V_0 / V_{c.\Gamma}^{yx},$$

где $V_{c.\Gamma}^{yx}$ – объем сухих газов, который определяется по формуле

$$V_{c.г}^{yx} = V_{RO_2} + V_{O_2} + (\alpha_{yx} - 1) \cdot V_0;$$

p_{Π}^{yx} – парциальное давление водяного пара при температуре уходящих продуктов сгорания топлива ϑ_{yx} на линии насыщения, которое находится с помощью программы «Rosa», в основу которой положено уравнение [119]

$$\lg p = 0,0141966 - 3,142305 \cdot [1000/T - 1000/373,16] + \\ + 8,2 \cdot \lg(373,16/T) - 0,0024804 \cdot (373,16 - T),$$

где $T = t_s + 273,16$ К (t_s – температура насыщения, °С).

С достаточной для практических расчетов точностью определение парциальных давлений можно осуществить также с помощью формулы Фильни, $p_s = 0,13332 \cdot 10^N$, где $N = (8,12 \cdot t_s + 156) / (t_s + 236)$ [120].

Влагосодержание уходящих из теплоутилизаторов продуктов сгорания природного газа может быть найдено с помощью следующих зависимостей [6, 24]:

$$d_{yx} = \frac{R_{c.г}}{R_{\Pi}} \cdot \frac{p_{\Pi}}{p - p_{\Pi}}; \quad d_{yx} = 0,6 \cdot \frac{p_{\Pi}}{p - p_{\Pi}}; \quad d_{yx} = 0,622 \cdot \frac{p_{\Pi}}{p - p_{\Pi}};$$

$$d_{yx} = (0,0006382 + 0,004\alpha_{yx}) / (0,199 + \alpha_{yx}) \cdot e^{0,062 \cdot \vartheta_{yx}}.$$

Здесь $R_{c.г}$ и R_{Π} – удельные газовые постоянные сухих продуктов сгорания топлива и водяных паров. Так как в соответствии с [121] отношение $R_{c.г} / R_{\Pi}$ имеет вид:

$$R_{c.г} / R_{\Pi} = (0,09924 + 0,622 \cdot \alpha_{yx}) / (0,199 + \alpha_{yx}),$$

то предельные значения $R_{c.г} / R_{\Pi}$ равны 0,6 при $\alpha_{yx} = 1,0$ и 0,622 при $\alpha_{yx} = \infty$ (для воздуха); p_{Π} – парциальное давление насыщенного водяного пара; ϑ_{yx} – температура уходящих газов.

Поскольку $R_{с.г} / R_{п} = M_{п} / M_{с.г}$, то эти формулы идентичны формуле (2.5).

Следует отметить, что для расчета влагосодержания уходящих газов достаточно удобно использовать формулу, аналогичную формуле (2.4), предварительно определив объем водяных паров в уходящих газах по формуле

$$V_{H_2O}^{yx} = V_{с.г}^{yx} \cdot p_{п}^{yx} / (p - p_{п}^{yx})$$

и плотность уходящих сухих продуктов сгорания топлива по формуле

$$\rho_{с.г}^{yx} = [V_{RO_2} \rho_{CO_2} + V_{O_2} \rho_{N_2} + (\alpha_{yx} - 1) \cdot V_0 \rho_{с.в}] / V_{с.г}^{yx}.$$

При этом плотность водяного пара ρ_{H_2O} принимается равной 0,804 кг/м³.

2.3. Метод расчета температур точки росы, горячего воздуха и шарообразного теплоносителя

Определение температуры точки росы t_p (блок 3, рис. 2.3) осуществляется методом последовательных итераций с использованием зависимости $p_s = f(t_s)$, поскольку получение аналитической зависимости температуры насыщения от парциального давления водяного пара на линии насыщения $t_s = f(p_s)$ регулярными методами математики затруднительно. Первоначально задаются значения температур в окрестности предполагаемого значения точки росы t_m и t_6 , определяются соответствующие этим температурам парциальные давления водяных паров с помощью программы «Rosa» $p_{п}^m$ и $p_{п}^6$.

После этого путем интерполяции находится ориентировочное значение точки росы

$$t_p = [t_m + (p_{п}^{bx} - p_{п}^m) \cdot (t_6 - t_m)] / (p_{п}^6 - p_{п}^m).$$

Далее задаются новые значения $t_{м1} = t_p - 0,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{б1} = t_p + 0,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, находятся соответствующие им величины $p_{п}^{м1}$, $p_{п}^{б1}$ и определяется искомая температура точки росы

$$t_p = [t_{м1} + (p_{п}^{бх} - p_{п}^{м1}) \cdot (t_{б1} - t_{м1})] / (p_{п}^{б1} - p_{п}^{м1}). \quad (2.6)$$

Необходимо отметить, что в литературе достаточно часто приводятся эмпирические зависимости, позволяющие с приемлемой для практики точностью находить значение температуры точки росы. Так, например, в работе [7] приведено выражение $t_p = 117,5 \cdot \alpha^{-0,155} - 57,09 \text{ }^{\circ}\text{C}$, справедливое, как указывает автор, при изменении коэффициента избытка воздуха α от 1,0 до 2,0. В работе [6] приведено уравнение

$$t_p = 37,1 \cdot \lg[d / (3,77 + 0,085 \cdot \alpha_{yx})],$$

где d – влагосодержание газов в г/кг сухих газов.

Автор статьи [87] предложил эмпирическую зависимость вида

$$t_p = 37,6 \cdot \lg 250 \cdot x_{г},$$

где $x_{г}$ – влагосодержание газов в кг/кг сухих газов.

Температуры горячего воздуха и шарообразного теплоносителя на выходе из КВП определяются по методу, приведенному в статье [122], в основу которого положены коэффициенты эффективности нагрева и охлаждения теплоносителей E в зависимости от отношения их водяных эквивалентов и числа единиц переноса теплоты. Метод дополнен аппроксимационными зависимостями с целью расширения их диапазона по величине E и реализован в виде программы «Темр».

Расчет конечных температур теплоносителей в теплообменном аппарате с промежуточным шарообразным теплоносителем осуществляется следующим образом. Задаваясь температурой шарообразного теплоносителя на входе в КВП $t_{ш1}$, определяется коэффициент эффективности охлаждения

продуктов сгорания топлива $E_1 = (\vartheta_{y_{x_1}} - \vartheta_{y_{x_2}}) / (\vartheta_{y_{x_1}} - t_{ш_1})$. По значению E_1 находится отношение водяных эквивалентов продуктов сгорания топлива и шарообразного теплоносителя N_1 с помощью аппроксимационных зависимостей, полученных методом выравнивания.

Аппроксимационные зависимости имеют следующий вид:

$$\begin{aligned}
 \text{при } 0,933 \leq E \leq 1,0 & \quad N = 1 + 2,164 \cdot 10^{22} \cdot e^{-59,265E}; \\
 \text{при } 0,848 \leq E \leq 0,933 & \quad N = 1 + 1,488 \cdot 10^5 \cdot e^{-17,545E}; \\
 \text{при } 0,757 \leq E \leq 0,848 & \quad N = 1 + 369,638 \cdot e^{-10,466E}; \\
 \text{при } 0,674 \leq E \leq 0,757 & \quad N = 1,2048 \cdot (0,757 - E) + 1,13; \quad (2.7) \\
 \text{при } 0,634 \leq E \leq 0,674 & \quad N = 1,5 \cdot (0,674 - E) + 1,23; \\
 \text{при } 0,586 \leq E \leq 0,634 & \quad N = 1,667 \cdot (0,634 - E) + 1,29; \\
 \text{при } 0,522 \leq E \leq 0,586 & \quad N = 2,1875 \cdot (0,586 - E) + 1,37; \\
 \text{при } 0,442 \leq E \leq 0,522 & \quad N = 3,0 \cdot (0,522 - E) + 1,51.
 \end{aligned}$$

После определения N_1 рассчитывается температура горячего шарообразного теплоносителя $t_{ш_2} = t_{ш_1} + N_1(\vartheta_{y_{x_1}} - \vartheta_{y_{x_2}})$ и находится коэффициент эффективности нагрева воздуха $E_2 = (t_{ш_2} - t_{ш_1}) / (t_{ш_2} - t_{х.в.})$. Далее по значению E_2 с помощью формул (2.7) вычисляется отношение водяных эквивалентов шарообразного теплоносителя и воздуха N_2 и определяется температура горячего воздуха:

$$t_{г.в.} = t_{х.в.} + N_2(t_{ш_2} - t_{ш_1}).$$

2.4. Метод расчета энтальпий продуктов сгорания топлива и воздуха

Расчет энтальпий продуктов сгорания топлива и воздуха осуществляется в блоке 4 (рис. 2.3) в соответствии с рекомендациями нормативного метода теплового расчета котельных агрегатов [68] на 1 м^3 газообразного

топлива. Расчеты выполняются с помощью программ «Gaz» и «Vozd», в которых определение удельных энтальпий углекислого газа $(c\vartheta)_{\text{CO}_2}$, водяного пара $(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$ и влажного воздуха $(c\vartheta)_{\text{в}}$ осуществляется с помощью полиномов пятой степени, значения коэффициентов которых были получены путем аппроксимации данных, приведенных в [68].

Энтальпия продуктов сгорания топлива при $\alpha > 1$ определяется по формуле

$$I = I_{0\text{ г}} + (\alpha - 1) \cdot I_{0\text{ в}},$$

где $I_{0\text{ г}}$ – энтальпия газов при $\alpha = 1$ и температуре ϑ , которая находится как $I_{0\text{ г}} = V_{\text{RO}_2} (c\vartheta)_{\text{CO}_2} + V_{0\text{ N}_2} (c\vartheta)_{\text{N}_2} + V_{0\text{ H}_2\text{O}} (c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$;

$I_{0\text{ в}}$ – энтальпия теоретически необходимого количества воздуха при температуре ϑ , определяемая по формуле $I_{0\text{ в}} = V_0 (c\vartheta)_{\text{в}}$.

2.5. Метод расчета коэффициента избытка воздуха и относительной влажности смеси уходящих из теплоутилизаторов продуктов сгорания топлива и горячего воздуха

Для защиты газоотводящего тракта и дымовой трубы от разрушения температура уходящих из КВП и КТА газов повышается до $\vartheta_{\text{см}}$ за счет подмешивания к ним горячего воздуха. С этой целью в КВП предусматривается нагрев части воздуха, необходимой для смешения с газами. Коэффициент избытка воздуха в смеси $\alpha_{\text{см}}$ по отношению к теоретически необходимому количеству воздуха определяется в блоке 5 (рис. 2.3) методом последовательных приближений с использованием уравнения смешения

$$(V_{\text{г}}^{yx} + V_{\text{в.см}}) \cdot c_{p_{\text{см}}} \vartheta_{\text{см}} = V_{\text{г}}^{yx} \cdot (c\vartheta)_{y_{x_2}} + V_{\text{в.см}} \cdot (c\vartheta)_{\text{г.в}}, \quad (2.8)$$

где V_{Γ}^{yx} – объем уходящих продуктов сгорания топлива, который определяется по формуле $V_{\Gamma}^{yx} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{O N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{yx} + (\alpha_{yx} - 1) \cdot V_0$;

$V_{\text{в.см}}$ – объем подмешиваемого горячего воздуха;

$(c\vartheta)_{\Gamma.\text{в}}$ – удельная энтальпия горячего воздуха при температуре $t_{\Gamma.\text{в}}$;

$(c\vartheta)_{yx_2}$ – удельная энтальпия продуктов сгорания при температуре ϑ_{yx_2} ;

$c_{p_{\text{см}}}$ – удельная объемная теплоемкость смеси.

Удельная объемная теплоемкость смеси в первом приближении определяется как

$$c_{p_{\text{см}}} = I_{\text{см}} / [\vartheta_{\text{см}}(V_{\Gamma}^{yx} + \alpha'_{\text{см}} \cdot V_0)],$$

где $I_{\text{см}}$ – энтальпия смеси уходящих газов с горячим воздухом, которая находится с помощью программы «Gaz», $\alpha'_{\text{см}}$ – коэффициент избытка воздуха в смеси, который равен $\alpha'_{\text{см}} = \alpha_{yx} + \Delta\beta'_1$, где $\Delta\beta'_1$ предварительно задается.

После определения $c_{p_{\text{см}}}$ из уравнения (2.8) определяется $V_{\text{в.см}}$ и новое значение $\Delta\beta_1$ по формуле $\Delta\beta_1 = V_{\text{в.см}} / V_0$.

В случае достижения заданной точности в расчете $\Delta\beta_1$ определяется коэффициент избытка воздуха в отводимой из системы смеси $\alpha_{\text{см}} = \alpha_{yx} + \Delta\beta_1$.

Относительная влажность смеси, %, оценивается таким образом:

$$\varphi_{\text{см}} = p_{\text{п}}^{\text{см}} \cdot 100 / p_{\text{п}},$$

где $p_{\text{п}}^{\text{см}}$ – парциальное давление водяного пара в смеси, определяемое по уравнению $p_{\text{п}}^{\text{см}} = (V_{\text{H}_2\text{O}}^{yx} + 0,0161 \cdot \Delta\beta_1 V_0) \cdot p / (V_{\Gamma}^{yx} + \Delta\beta_1 V_0)$;

$p_{\text{п}}$ – парциальное давление водяного пара в продуктах сгорания топлива при температуре $\vartheta_{\text{см}}$, определяемое с помощью программы «Rosa».

2.6. Тепловые и аэродинамические расчеты системы «котел–теплоутилизаторы» и ее элементов

В блоке 6 (рис. 2.3) тепловой баланс системы в соответствии с рекомендациями работы [118] составляется на 1 м³ газообразного топлива при 0 °С и 101,3 кПа. Уравнение теплового баланса системы имеет вид

$$Q_p^B = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (2.9)$$

где Q_p^B – располагаемая теплота 1м³ газообразного топлива, расчет которой при охлаждении уходящих газов ниже температуры точки росы следует вести по высшей теплоте сгорания топлива Q_S^r . В этом случае $Q_p^B = Q_S^r + i_{\text{ТЛ}}$,

где $i_{\text{ТЛ}}$ – теплота рабочего топлива, для природного газа $i_{\text{ТЛ}} = 0$;

Q_1 – полезно используемая в системе теплота, которая расходуется на генерацию пара в паровом котле (или на нагрев сетевой воды в водогрейном котле), нагрев воздуха в КВП для дутья и подачи в газоотводящий тракт, нагрев воды в КТА для горячего водоснабжения;

Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6 – потери теплоты с уходящими газами, от химического недожога, от механической неполноты сгорания топлива, от наружного охлаждения ограждений котла и теплоутилизаторов, с конденсатом соответственно.

Высшая теплота сгорания газообразного топлива может быть определена по формуле [123]:

$$Q_S^r = 398 \cdot \text{CH}_4 + 700 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 1000 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 1300 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} + 630 \cdot \text{C}_2\text{H}_4 + \\ + 920 \cdot \text{C}_3\text{H}_6 + 1220 \cdot \text{C}_4\text{H}_8 + 250 \cdot \text{H}_2\text{S},$$

где $\text{CH}_4, \text{C}_2\text{H}_6, \text{C}_3\text{H}_8, \text{C}_4\text{H}_{10}, \text{C}_2\text{H}_4, \text{C}_3\text{H}_6, \text{C}_4\text{H}_8, \text{H}_2\text{S}$ – состав природного газа, %;

Уравнение (2.9) можно представить в виде

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100\% \quad (2.10)$$

$$\text{где } q_1 = 100 \cdot Q_1 / Q_p^B, \quad q_2 = 100 \cdot Q_2 / Q_p^B, \quad q_3 = 100 \cdot Q_3 / Q_p^B, \\ q_4 = 100 \cdot Q_4 / Q_p^B, \quad q_5 = 100 \cdot Q_5 / Q_p^B, \quad q_6 = 100 \cdot Q_6 / Q_p^B.$$

В связи с тем, что расчет теплового баланса котла, как это традиционно принято в нашей стране, осуществлялся по низшей теплоте сгорания топлива, в системе «котел–теплоутилизаторы» при охлаждении уходящих газов ниже температуры точки росы возникает необходимость в пересчете его по высшей теплоте сгорания топлива.

Потеря теплоты с уходящими газами в котле определяется в этом случае таким образом:

$$q_{2к}^B = \frac{[I_{yx} - (\alpha_{yx}^K - \beta') \cdot I_{0\text{ прс}} - \beta' \cdot I_{0\text{ х.в}} + \Delta Q_{\text{конд}}^K] \cdot (100 - q_4^B)}{Q_p^B}, \quad (2.11)$$

где I_{yx} – энтальпия уходящих из котла газов (входящих в теплоутилизаторы) при температуре ϑ_{yx_i} , $I_{yx} = I_{yx_i}$;

α_{yx}^K – коэффициент избытка воздуха в уходящих из котла газах,

$$\alpha_{yx}^K = \alpha_{вх};$$

β' – отношение количества воздуха на входе в воздушный тракт к теоретически необходимому количеству, $\beta' = \alpha_T - \Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{вп}$,

где $\Delta\alpha_{вп}$ – присос воздуха в воздухоподогревателе, при отсутствии воздухоподогревателя $\Delta\alpha_{вп} = 0$;

$I_{0\text{ прс}}$ – энтальпия воздуха, присасываемого в газоходы котла при температуре $t_{0\text{ прс}}$;

$I_{0\text{ х.в}}$ – энтальпия теоретически необходимого количества холодного воздуха на входе в воздушный тракт при температуре $t_{0\text{ х.в}}$;

$\Delta Q_{\text{конд}}^{\text{к}}$ – количество теплоты, уносимое в окружающую среду водяными парами, входящими в состав уходящих газов, которое определяется как

$$\Delta Q_{\text{конд}}^{\text{к}} = V_{\text{с.г}}^{\text{вх}} \cdot \rho_{\text{с.г}}^{\text{вх}} \cdot d_{\text{вх}} \cdot (r_{\text{вх}} + c_{\text{вод}} t_{\text{п}}) - V_0 \cdot \rho_{\text{в}} [(\alpha_{\text{yx}}^{\text{к}} - \beta') d_{\text{прс}} \times (r_{\text{прс}} + c_{\text{вод}} t_{0 \text{ прс}}) + \beta' d_{\text{х.в}} \cdot (r_{\text{х.в}} + c_{\text{вод}} t_{0 \text{ х.в}})], \quad (2.12)$$

где $r_{\text{вх}}, r_{\text{прс}}, r_{\text{х.в}}$ – значения теплоты парообразования соответственно при температурах уходящих из котла газов, присасываемого и холодного воздуха, которые с достаточно высокой для практических расчетов степенью точности в диапазоне изменения температур от 20 до 100 °С могут быть определены по формуле $r = 2433 - (9 - 28,98) \cdot 2,47$. Для диапазона температур 100÷200 °С формула имеет вид $r = 2258 - (9 - 99,63) \cdot 3,15$;

$d_{\text{вх}}, d_{\text{прс}}, d_{\text{х.в}}$ – значения влагосодержаний уходящих из котла газов, присасываемого и холодного воздуха соответственно.

Так как в формуле (2.12) величины влагосодержаний воздуха $d_{\text{прс}}$ и $d_{\text{х.в}}$, которые зависят от района расположения котельной и времени года, являются неизвестными, то в расчетах необходимо принимать $d_{\text{в}} = 10$ г/кг сухого воздуха [124]. Однако, в этом случае, как показали расчеты, погрешность определения $\Delta Q_{\text{конд}}^{\text{к}}$ может превышать 2÷3 %. Более точным является вычисление $\Delta Q_{\text{конд}}^{\text{к}} = \varphi \cdot (Q_{\text{с}}^{\text{р}} - Q_{\text{и}}^{\text{д}})$.

В случае если известна потеря теплоты с уходящими газами, рассчитанная по низшей теплоте сгорания топлива, то пересчет ее по высшей теплоте сгорания топлива осуществляется как

$$q_2^{\text{в}} = \left[q_2^{\text{н}} + \left(\frac{Q_{\text{с}}^{\text{р}}}{Q_{\text{и}}^{\text{д}}} - 1 \right) \cdot 100 \right] \cdot \frac{Q_{\text{с}}^{\text{р}}}{Q_{\text{и}}^{\text{д}}}. \quad (2.13)$$

Потери теплоты q_3^B, q_5^B определяются путем умножения q_3^H, q_5^H на отношение Q_i^d / Q_S^r ; потеря теплоты с механическим недожогом при сжигании природного газа $q_4 = 0$.

КПД котла, рассчитанный по высшей теплоте сгорания топлива, составляет

$$\eta_K^B = 100 - q_{2K}^B - q_{3K}^B - q_{4K}^B - q_{5K}^B. \quad (2.14)$$

Расход газообразного топлива в котле определяется как

$$B = Q_{K.A} \cdot 100 / Q_p^B \cdot \eta_K^B, \quad (2.15)$$

где $Q_{K.A}$ – количество теплоты, полезно использованное в котле.

Для парового котла

$$Q_{K.A} = D \cdot (i_{пе} - i_{п.в}) / B + D_{пр} (i'_S - i_{п.в}) / B,$$

где i'_S – энтальпия кипящей воды,

для водогрейного котла

$$Q_{K.A} = D_{вод} \cdot (t_{вод_2} - t_{вод_1}) \cdot c_{вод} / B.$$

Потеря теплоты с уходящими газами, отнесенная к высшей теплоте сгорания топлива, в системе «котел–теплоутилизаторы» определяется с помощью уравнения

$$q_{2c}^B = \frac{[I_{см} - (\alpha_{см} - \beta'_c) \cdot I_{0прс} - \beta'_c \cdot I_{0х.в} + \Delta Q_{конд}^c] \cdot (100 - q_4^B)}{Q_p^B}, \quad (2.16)$$

где β'_c – отношение количества воздуха на входе в КВП к теоретически необходимому количеству

$$\beta'_c = \beta'_T + \Delta\beta_1 + \Delta\alpha_{КВП},$$

где β'_T – отношение количества воздуха, подаваемого в топку котла из воздухоподогревателя, к теоретически необходимому

$$\beta'_T = \alpha_T - \Delta\alpha_T;$$

$\Delta Q_{\text{конд}}^c$ – количество теплоты, уносимое уходящими из системы газами в окружающую среду, которое определяется как

$$\Delta Q_{\text{конд}}^c = V_{\text{с.г}}^{yx} \cdot \rho_{\text{с.г}}^{yx} \cdot d_{yx}(r_{yx} + c_{\text{вод}} t_p) - V_0 \cdot \rho_v [(\alpha_{\text{см}} - \beta'_c) \times \\ \times d_{\text{прс}}(r_{\text{прс}} + c_{\text{вод}} t_{0 \text{ прс}}) + \beta'_c \cdot d_{x.v}(r_{x.v} + c_{\text{вод}} t_{0 x.v})] \quad , \quad (2.17)$$

где r_{yx} – теплота парообразования при температуре уходящих из системы газов.

При расчете $\Delta Q_{\text{конд}}^c$ в системе возникают те же проблемы, связанные с неопределенностью расчета влагосодержаний воздуха, что и в котле. Поэтому более целесообразным является представление $\Delta Q_{\text{конд}}^c$ в виде разности между высшим и низшим значениями теплоты сгорания топлива и количеством теплоты, выделяющимся в конденсационной части КВП и КТА за счет конденсации водяных паров из уходящих газов Q_K , то есть

$$\Delta Q_{\text{конд}}^c = \varphi \cdot (Q_S^r - Q_i^d - Q_K).$$

Количество теплоты, выделяющееся в теплоутилизаторах при конденсации водяных паров из уходящих газов, определяется следующим образом:

$$Q_K = Q_a + Q_b + Q_c, \quad (2.18)$$

где Q_a – количество теплоты, выделяющееся при конденсации водяного пара и охлаждении конденсата;

Q_b – количество теплоты, выделяющееся при охлаждении неконденсирующихся газов;

Q_c – количество теплоты, выделяющееся при охлаждении несконденсировавшегося водяного пара.

Составляющие уравнения (2.18) определяются по формулам

$$Q_a = (V_{c.g}^{BX} \cdot \rho_{c.g}^{BX} \cdot d_{BX} - V_{c.g}^{YX} \cdot \rho_{c.g}^{YX} \cdot d_{YX}) \cdot [r + c_{\text{вод}}(t_p - \vartheta_{y_{x_2}})] ; \quad (2.19)$$

$$Q_b = (V_{c.g}^{BX} \cdot \rho_{c.g}^{BX} \cdot t_p - V_{c.g}^{YX} \cdot \rho_{c.g}^{YX} \cdot \vartheta_{y_{x_2}}) \cdot c_{p_{c.g}} ; \quad (2.20)$$

$$Q_c = (V_{c.g}^{BX} \cdot \rho_{c.g}^{BX} \cdot d_{BX} - V_{c.g}^{YX} \cdot \rho_{c.g}^{YX} \cdot d_{YX}) \cdot c_{pp}(t_p - \vartheta_{y_{x_2}}) . \quad (2.21)$$

Следует отметить, что очень часто при определении потери q_2 вместо энтальпии I_{cm} используют энтальпию уходящих из теплоутилизаторов газов (без учета повышения их температуры выше точки росы) $I_{y_{x_2}}$, что приводит к завышенному значению КПД.

В связи с некоторыми сложностями, возникающими при определении потери теплоты с уходящими газами по высшей теплоте сгорания топлива, представляется целесообразным вариант ее расчета по низшей теплоте сгорания топлива. Такой вариант является вполне правомерным, так как в Украине, как уже отмечалось выше, традиционно тепловые расчеты котельных агрегатов выполняются по низшей теплоте сгорания топлива. При этом не нужны данные о влагосодержаниях подсосываемого и холодного воздуха и нет необходимости осуществлять пересчет потерь теплоты q_3 и q_5 по высшей теплоте сгорания топлива. Непривычным является лишь тот факт, что при расчете теплового баланса теплоутилизационной системы по низшей теплоте сгорания топлива потеря теплоты с уходящими газами может иметь отрицательную величину и ее КПД в этом случае будет превышать 100 %.

Потеря теплоты в системе с уходящими газами, отнесенная к низшей теплоте сгорания топлива, определяется по формуле

$$q_{2c}^H = \frac{[I_{cm} - \varphi \cdot Q_k - (\alpha_{cm} - \beta'_c) \cdot I_{0\text{прс}} - \beta'_c I_{0\text{х.в}}] \cdot (100 - q_4)}{Q_p^H} . \quad (2.22)$$

Потеря теплоты с химическим недожогом q_3^H берется из теплового баланса котла. Потеря теплоты от наружного охлаждения ограждений котла и

теплоутилизаторов q_5^H определяется в соответствии с рекомендациями [118]. Потеря теплоты с конденсатом, удаляемым из теплоутилизаторов (многими исследователями не учитывается), определяется как

$$q_6^H = I_{\text{конд}} \cdot 100 / Q_p^H,$$

где $I_{\text{конд}}$ – энтальпия конденсата, которая определяется по формуле

$$I_{\text{конд}} = (V_{\text{с.г}}^{\text{вх}} \cdot \rho_{\text{с.г}}^{\text{вх}} \cdot d_{\text{вх}} - V_{\text{с.г}}^{\text{ух}} \cdot \rho_{\text{с.г}}^{\text{ух}} \cdot d_{\text{ух}}) \cdot c_{\text{вод}} \cdot t_{\text{к}}.$$

В случае если в дальнейшем конденсат используется неохлажденным, эта потеря равна нулю. Когда необходимо отнести потери теплоты с уходящими газами в системе к высшей теплоте сгорания топлива, можно воспользоваться соотношением (2.13), для пересчета потерь теплоты необходимо q_3^H, q_5^H, q_6^H умножить на отношение Q_i^d / Q_S^r .

КПД системы «котел – КВП – КТА» определяется таким образом: по низшей теплоте сгорания топлива

$$\eta_c^H = 100 - q_2^H - q_3^H - q_4^H - q_5^H - q_6^H, \quad (2.23)$$

по высшей теплоте сгорания топлива

$$\eta_c^B = 100 - q_2^B - q_3^B - q_4^B - q_5^B - q_6^B. \quad (2.24)$$

Повышение КПД системы по сравнению с КПД котла при их расчете по низшей теплоте сгорания топлива составляет $\Delta\eta_H = \eta_c^H - \eta_K^H$;

по высшей – $\Delta\eta_B = \eta_c^B - \eta_K^B$, причем $\Delta\eta_H = \Delta\eta_B \cdot Q_S^r / Q_i^d$.

Условный расход топлива, подаваемый в систему, при сохранении полезно используемой теплоты на неизменном уровне составляет

$$B_c = Q_{\text{КА}} \cdot 100 / Q_p^H \cdot \eta_c^H = Q_{\text{КА}} \cdot 100 / Q_p^B \cdot \eta_c^B. \quad (2.25)$$

Возможная экономия топлива определяется как $\Delta B = B - B_c$.

Так как в соответствии с поставленной задачей расход топлива в системе остается без изменения, то количество полезно используемой в ней теплоты составит

$$Q_{\text{сист}} = B \cdot Q_p^B \cdot \eta_c^B / 100 = B \cdot Q_p^H \cdot \eta_c^H / 100. \quad (2.26)$$

Эта теплота расходуется на получение основной продукции (пара в паровом котле или горячей сетевой воды в водогрейном котле), а также на нагрев воздуха для дутья и на нагрев воды, используемой для горячего водоснабжения

$$Q_{\text{сист}} = Q_{\text{КА}} + Q_{\text{В}} + Q_{\text{КТА}}, \quad (2.27)$$

где $Q_{\text{В}}$ – количество теплоты, необходимое для нагрева воздуха, которое определяется по формуле

$$Q_{\text{В}} = (\beta'_T + \Delta\beta_1 + \Delta\alpha_{\text{КВП}} / 2) \cdot (I_{\text{Г.В}} - I_{\text{Х.В}}), \quad (2.28)$$

где $I_{\text{Г.В}}$ – энтальпия горячего воздуха, определяемая с помощью программы «Vozd»;

$Q_{\text{КТА}}$ – количество теплоты, необходимое для нагрева воды в КТА,

$$Q_{\text{КТА}} = Q_{\text{сист}} - Q_{\text{КА}} - Q_{\text{В}}. \quad (2.29)$$

Определение температур нагрева воздуха в конденсационной зоне КВП и воды в КТА по приведенной в работе [122] методике затруднительно, так как она разработана для условий, когда отношения водяных эквивалентов теплоносителей N больше единицы и они однозначно связаны с параметром $K \cdot H / W$. Здесь K – коэффициент теплопередачи; H – площадь поверхности теплообмена; W – водяной эквивалент теплоносителя. Предложенный здесь учет фазовых превращений возможен только при наличии известных значений коэффициентов теплоотдачи со стороны газов и нагре-

ваемого теплоносителя α_{Γ} и α_B , что в значительной степени увеличивает трудоемкость расчета температур теплоносителей.

Более простым и менее трудоемким способом учета фазовых превращений является использование балансового уравнения следующего вида:

$$m \cdot (W_{c,\Gamma} + W_K) \cdot (t_P - \vartheta_{yx_2}) - W_2 \cdot (t_{\Gamma} - t_X) = 0, \quad (2.30)$$

где m – доля теплоты, используемая в КВП, по отношению ко всей теплоте, выделившейся в процессе конденсации водяного пара;

$W_{c,\Gamma}$ – водяной эквивалент сухих газов, который равен

$$W_{c,\Gamma} = B \cdot G_{c,\Gamma} \cdot c_{Pc,\Gamma}, \quad (2.31)$$

где $G_{c,\Gamma}$ – массовый расход сухих газов в конденсационной части теплоутилизатора, определяемый как

$$G_{c,\Gamma} = V_{cp} \cdot \rho_{c,\Gamma}, \quad (2.32)$$

где V_{cp} – средний объем газов, отнесенный к единице расхода топлива, который определяется по формуле $V_{cp} = (V_{c,\Gamma}^{BX} + V_{c,\Gamma}^{YX}) / 2$;

W_K – кажущийся водяной эквивалент конденсирующихся водяных паров, который определяется как

$$W_K = B \cdot G_K \cdot c_{конд}^{каж}, \quad (2.33)$$

где G_K – массовый расход конденсирующихся водяных паров, определяемый по формуле

$$G_K = (d_{BX} \cdot V_{c,\Gamma}^{BX} \cdot \rho_{c,\Gamma}^{BX} - d_{YX} \cdot V_{c,\Gamma}^{YX} \cdot \rho_{c,\Gamma}^{YX}), \quad (2.34)$$

$c_{конд}^{каж}$ – удельная кажущаяся теплоемкость конденсирующихся водяных паров с учетом переохлаждения конденсата, которая определяется следующим образом:

$$c_{\text{конд}}^{\text{каж}} = [r + c_{\text{вод}}(t_{\text{п}} - \vartheta_{\text{yx}_2})] / (t_{\text{п}} - \vartheta_{\text{yx}_2}), \quad (2.35)$$

где r – теплота фазового перехода, определяемая при средней температуре газов в конденсационной части теплоутилизатора $\vartheta_{\text{ср}}^{\text{к}} = (t_{\text{п}} + \vartheta_{\text{yx}_2}) / 2$;

$t_{\text{г}}, t_{\text{х}}$ – температуры горячего и холодного теплоносителей соответственно (воздуха или воды);

W_2 – водяной эквивалент нагреваемого теплоносителя ($W_{\text{в}}$ – воздуха, $W_{\text{вод}}$ – воды).

Водяной эквивалент нагреваемого в КВП воздуха определяется как

$$W_{\text{в}} = B \cdot G_{\text{в}} \cdot c_{\text{пв}}, \quad (2.36)$$

где $G_{\text{в}}$ – массовый расход воздуха, определяемый по формуле

$$G_{\text{в}} = (\beta'_{\text{т}} + \Delta\alpha_{\text{КВП}} / 2 + \Delta\beta_1) \cdot V_0 \cdot \rho_{\text{в}}; \quad (2.37)$$

$c_{\text{пв}}$ – удельная массовая теплоемкость воздуха.

Температура нагрева воздуха в конденсационной зоне определяется из уравнения (8.30)

$$t_{\text{г.в}}^{\text{к}} = [m \cdot (W_{\text{с.г}} + W_{\text{к}}) \cdot (t_{\text{п}} - \vartheta_{\text{yx}_2}) + W_{\text{в}} \cdot t_{\text{х.в}}] / W_{\text{в}}. \quad (2.38)$$

Водяной эквивалент воды равен

$$W_{\text{вод}} = B \cdot G_{\text{вод}} \cdot c_{\text{вод}}. \quad (2.39)$$

Так как расход нагреваемой в КТА воды $G_{\text{вод}}$, как правило, заранее неизвестен, то его можно определить по формуле

$$G_{\text{вод}} = B \cdot Q_{\text{КТА}} / c_{\text{вод}} \cdot (t_{\text{г.вод}} - t_{\text{х.вод}}). \quad (2.40)$$

При этом, температуру горячей воды, величину которой желательно иметь как можно более близкую к температуре точки росы, можно опреде-

лить как $t_{\text{г.вод}} = t_p - \Delta t_{\text{н}}$, где $\Delta t_{\text{н}}$ – величина ее недогрева до температуры точки росы, которая принимается на уровне $\Delta t_{\text{н}} = 6 \div 8$ °С.

Эту температуру также можно найти, воспользовавшись формулой, предложенной в [6] и предназначенной для определения оптимальной температуры нагрева воды в контактном экономайзере без промежуточного теплообменника:

$$t_{\text{г.вод}}^{\text{опт}} + 273 = m_0 + 0,347T_0,$$

где m_0 – коэффициент, равный 218, 223 и 227 при температурах уходящих газов соответственно 150 °С, 250 °С и 450 °С;

T_0 – температура окружающей среды, К.

После определения $W_{\text{вод}}$ с помощью уравнения (8.38), в которое вместо m необходимо подставить $(1-m)$, уточняется значение температуры горячей воды по формуле

$$t_{\text{г.вод}} = [(1-m) \cdot (W_{\text{с.г}} + W_{\text{к}}) \cdot (t_p - \vartheta_{y_{x_2}}) + W_{\text{вод}} \cdot t_{\text{х.вод}}] / W_{\text{вод}}. \quad (2.41)$$

Необходимо отметить, что приведенный выше тепловой баланс системы «котел–КВП–КТА» соответствует случаю, когда продукты сгорания топлива после их охлаждения до температуры точки росы разделяются на два параллельные потока. Один поток направляется в КВП, другой – в КТА, где газы затем охлаждаются до конечной температуры $\vartheta_{y_{x_2}}$. В математической модели системы предусмотрен также вариант последовательного прохождения газов вначале через КВП, а затем через КТА. При этом в КВП происходит охлаждение газов до температуры, которая лежит незначительно ниже точки росы, так как основная доля теплоты, необходимая для нагрева воздуха, выделяется в «сухой» зоне и лишь небольшая в конденсационной зоне КВП (возможен также вариант охлаждения газов в КВП только до температуры точки росы). В КТА все газы охлаждаются до $\vartheta_{y_{x_2}}$.

Такой вариант системы позволяет упростить конструкцию воздухоподогревателя как дробепоточного, так и вращающегося типов.

Модель предусматривает также расчет варианта системы без КВП, то есть «котел–КТА». В этом случае для обеспечения надежности функционирования газоотводящего тракта и дымовой трубы часть уходящих из котла газов байпасируется мимо КТА в количестве, необходимом для повышения температуры уходящих из системы газов до $\vartheta_{\text{см}}$. При этом количество утилизируемых газов уменьшается. Решение задачи в такой постановке осуществляется, как и ранее, методом последовательных приближений и сводится к определению доли байпасируемых газов и относительной влажности смеси уходящих из системы газов. В связи с тем, что температура смеси $\vartheta_{\text{см}}$ незначительно отличается от температуры точки росы t_p , то в первом приближении удельную энтальпию $(c\vartheta)_{\text{см}}$ можно определить как

$$(c\vartheta)_{\text{см}} = I_{\text{Г.р}} \cdot \vartheta_{\text{см}} / V_{\text{Г}}^{\text{вх}} \cdot t_p.$$

Объем байпасируемых газов $V_{\text{Г}}^{\text{байп}}$ и их относительная доля $r_{\text{Г}}^{\text{байп}} = V_{\text{Г}}^{\text{байп}} / V_{\text{Г}}^{\text{вх}}$ находятся с помощью уравнения смешения

$$V_{\text{Г}}^{\text{байп}} \cdot (c\vartheta)_{y_{\text{Г}}} + I_{\text{Г}}^{yx} = (V_{\text{Г}}^{\text{байп}} + V_{y_{\text{Г}}}) \cdot (c\vartheta)_{\text{см}},$$

где $I_{\text{Г}}^{yx}$ – энтальпия уходящих из системы газов.

Далее определяются объемы газов и водяных паров после смешения их с воздухом

$$V_{\text{см}} = V_{\text{Г}}^{yx} \cdot (1 - r_{\text{Г}}^{\text{байп}}) + V_{\text{Г}}^{\text{вх}} \cdot r_{\text{Г}}^{\text{байп}},$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{см}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^{yx} \cdot (1 - r_{\text{Г}}^{\text{байп}}) + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{вх}} \cdot r_{\text{Г}}^{\text{байп}},$$

а также коэффициент избытка воздуха в смеси газов

$$\alpha_{\text{см}}^{\text{байп}} = \alpha_{y_{\text{Г}}} \cdot (1 - r_{\text{Г}}^{\text{байп}}) + \alpha_{\text{вх}} \cdot r_{\text{Г}}^{\text{байп}}.$$

Удельная энтальпия смеси газов вычисляется по формуле

$$(c\vartheta)_{\text{см}} = I_{\text{г.см}} / V_{\text{г.см}},$$

где $I_{\text{г.см}}$ – энтальпия смеси газов, которая определяется с помощью программы «Gaz»;

$V_{\text{г.см}}$ – объем смеси газов

$$V_{\text{г.см}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{O N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{см}} + (\alpha_{\text{см}}^{\text{байп}} - 1) \cdot V_0.$$

При обеспечении заданной точности расчета $I_{\text{г.см}} = (c\vartheta)_{\text{см}} \cdot V_{\text{г.см}}$.

Относительная влажность отводимых из системы газов находится, как и ранее, по формуле $\varphi_{\text{см}} = p_{\text{п}}^{\text{см}} \cdot 100 / p_{\text{п}}$,

где $p_{\text{п}}^{\text{см}}$ – парциальное давление водяного пара в смеси газов, которое определяется как $p_{\text{п}}^{\text{см}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{см}} \cdot p / V_{\text{г.см}}$.

Если в составе котельного агрегата имеется воздухоподогреватель, то в этом случае решение задачи сводится к необходимости обеспечения нагрева в нем дополнительного количества воздуха для подачи в газоотводящий тракт. Такой нагрев при условии сохранения габаритных размеров воздухоподогревателя возможен, как показали наши разработки, только лишь при его модернизации за счет интенсификации процесса теплообмена. Задача в такой постановке была решена нами для котла паропроизводительностью 70 т/ч. Гладкотрубная поверхность нагрева воздухоподогревателя была заменена пучком труб с накатанными канавками, размеры которых были выбраны в соответствии с рекомендациями работ [125, 126].

Тепловой расчет КВП осуществляется в блоке 7 (рис. 2.3) по методу, разработанному в настоящей работе с использованием опыта проектирования регенеративных воздухоподогревателей (ВП) с шарообразным промежуточным теплоносителем [69-71]. Однако в конструкциях этих ВП не предусматривалось охлаждение продуктов сгорания топлива ниже температуры точки росы (отсутствовала конденсация водяных паров). Поэтому поверхность теп-

лообмена КВП была разделена на «сухую» и конденсационную зоны. Тепловой расчет «сухой» зоны с использованием рекомендаций работы [127] по определению коэффициентов теплоотдачи не вызывает существенных затруднений. Более сложным является тепловой расчет конденсационной зоны КВП. Он может быть выполнен по методу, который был принят для расчета КТА, только лишь при условии наличия достаточно надежного метода определения коэффициентов теплоотдачи при конденсации водяных паров из парогазовых смесей на поверхности шарообразного слоя. Математическая модель и метод теплового расчета КВП приведены в главе 3.

Тепловой расчет КТА (блок 8, рис. 2.3) выполняется в соответствии с разработанным методом позонного теплового расчета теплообменного аппарата. Этот метод позволяет учитывать реальные представления об особенностях совместно протекающих процессов теплообмена и массообмена при конденсации водяных паров из продуктов сгорания топлива (парогазовой смеси с большим содержанием неконденсирующихся газов). Математическая модель и метод теплового расчета КТА приведены в главе 4.

Аэродинамические расчеты КВП и КТА осуществляются в блоке 9 (рис. 2.3) в соответствии с рекомендациями нормативного метода [128].

Количество конденсата, образующегося в процессе утилизации теплоты в системе, составляет

$$G_{\text{конд}} = B \cdot V_{\text{с.г}}^{yx} \cdot \rho_{\text{с.г}}^{yx} \cdot (d_{\text{вх}} - d_{\text{yx}}).$$

Часть конденсата выделяется в КВП, $G_{\text{КВП}} = G_{\text{конд}} \cdot Q_{\text{КВП}}^k / Q_k$, а часть – в КТА, $G_{\text{КТА}} = G_{\text{конд}} - G_{\text{КВП}}$.

Обработка и анализ результатов расчетов, осуществляемые в блоке 10 (рис. 2.3), позволяют оценить эффективность предлагаемой теплоутилизационной системы, внести необходимые коррективы в тепловые и аэродинамические расчеты и в дальнейшем осуществить конструктивные проработки КВП и КТА.

Глава 3

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОНДЕНСАЦИОННОГО ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ С ЦИРКУЛИРУЮЩИМ ШАРООБРАЗНЫМ ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

Составной частью системы «котел–теплоутилизаторы» является конденсационный воздухоподогреватель, который конструктивно может быть реализован в виде компактного теплообменника. Высокая компактность может быть обеспечена за счет использования поверхности теплообмена, сформированной из оребренных труб, тепловых труб или термосифонов (гладких или оребренных), пластинчатых элементов. Компактный конденсационный воздухоподогреватель может быть также создан в виде регенеративного теплообменного аппарата с циркулирующим промежуточным шарообразным теплоносителем. Основными достоинствами теплообменного аппарата такого типа являются: большая удельная поверхность теплообмена в единице объема и относительно высокие значения коэффициентов теплоотдачи при фильтрации газов через слой шарообразной насадки как в бесконденсационном, так и в конденсационном режимах теплообмена; простота конструкции и надежность в эксплуатации; невысокая стоимость применяемых материалов.

В настоящее время накоплен большой опыт в создании регенеративных вращающихся и дробепоточных воздухоподогревателей с промежуточным шарообразным теплоносителем. Процессы теплообмена в таких теплообменных аппаратах изучены достаточно полно и разработаны относительно надежные и хорошо зарекомендовавшие себя методы их теплового расчета. Однако в регенеративных воздухоподогревателях указанного типа конденсация водяных паров из продуктов сгорания топлива отсутствует, так как не предусмотрено их охлаждение ниже точки росы. Поэтому этими методами теплового расчета после определенной критической их оценки и

корректировки можно воспользоваться только лишь в бесконденсационном режиме теплообмена. Так как в КВП осуществляется снижение температуры уходящих газов ниже температуры точки росы, то был разработан новый метод расчета теплообмена в условиях конденсации водяных паров из парогазовых смесей с большим содержанием неконденсирующихся газов на поверхности шарообразного теплоносителя.

В основе этого метода лежит математическая модель КВП, блок-схема которой представлена на рис. 3.1.

3.1. Формирование исходных данных модели

Формирование исходных данных в блоке 1 (рис. 3.1) осуществляется на основе результатов теплового расчета системы «котел–КВП–КТА». В качестве исходных данных приняты следующие параметры:

B – расход топлива; p – общее давление продуктов сгорания топлива;

ϑ_{yx_1} – температура продуктов сгорания топлива на входе в теплоутилизатор;

ϑ_{yx_2} – температура продуктов сгорания топлива на выходе из теплоутилизатора;

$t_{х.в}$ – температура холодного воздуха;

$M_{п}, M_{с.г}$ – молекулярные массы водяного пара и сухих газов;

$d_{вх}$ и d_{yx} – влагосодержания продуктов сгорания топлива на входе и выходе теплоутилизатора;

$Q_{КВП}$ – количество теплоты, необходимое для нагрева воздуха;

$d_{ш}$ – диаметр шариков;

$t_{ш_1}$ – температура шарообразного теплоносителя на входе в теплоутилизатор;

$w_{сух}$ – скорость движения газов в «сухой» (бесконденсационной) зоне;

$w_{конд}$ – скорость движения газов в конденсационной зоне;

$w_{в}$ – скорость движения воздуха;

$\rho_{ш}$ – плотность стекла;

$c_{ш}$ – удельная массовая теплоемкость стекла.

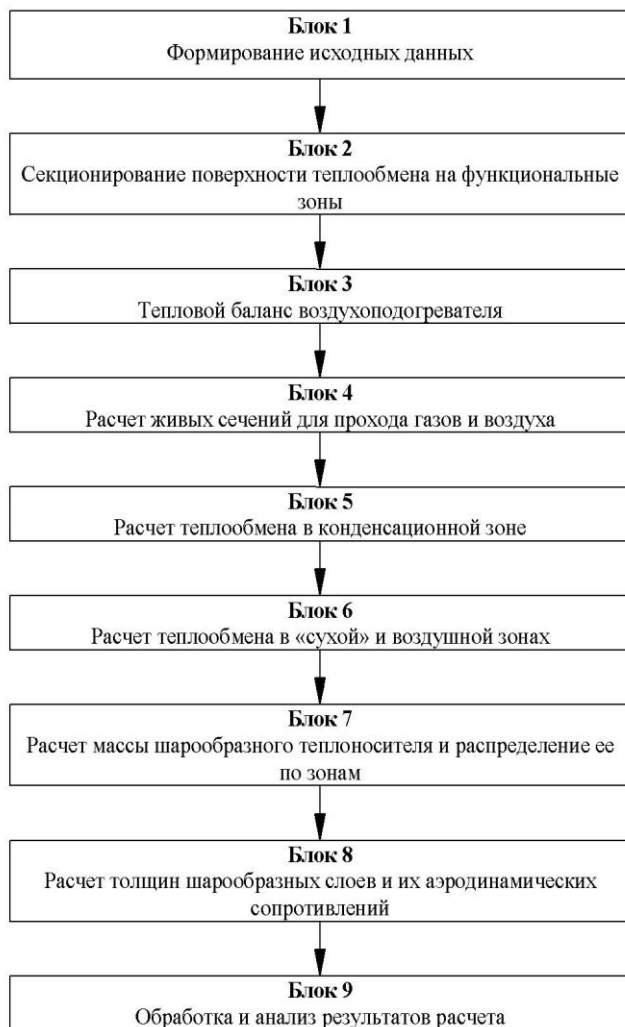


Рисунок 3.1 – Блок-схема математической модели КВП

3.2. Методы и подходы к секционированию поверхности теплообмена КВП на функциональные зоны

В связи с наличием в КВП бесконденсационного и конденсационного режимов теплообмена наиболее приемлемым вариантом решения задачи в указанной выше постановке является условное разделение его поверхности на зоны различного функционального назначения: «сухую» (бесконденсационную), конденсационную и воздушную (блок 2, рис.3.1). «Сухая» зона, в которой происходит теплообмен без изменения агрегатного состояния теплоносителей, располагается в диапазоне изменения температур от ϑ_{yx_1} до t_p , конденсационная – от t_p до ϑ_{yx_2} .

Разделение общей поверхности теплообмена на функциональные зоны (блок 2, рис. 3.1) осуществляется путем рационального выбора скоростей движения продуктов сгорания и воздуха (газов). Известно, что выбор скоростей движения газов является важным этапом теплового расчета КВП, так как он оказывает существенное влияние на теплообменные, аэродинамические, гидравлические и конструктивные характеристики теплообменного аппарата. При увеличении скорости движения газов возрастает коэффициент теплоотдачи, но при этом повышается аэродинамическое сопротивление шарообразного слоя и возможен вынос шаровых частиц за пределы слоя.

В работе [72] приведено выражение для определения предельной скорости фильтрации при противотоке, то есть такой скорости движения газов, при которой слой промежуточного теплоносителя теряет устойчивость и начинается его разрыхление

$$v_{\Phi} = 1,1 \cdot \sqrt{\frac{\rho_{\text{ш}} \cdot g \cdot \epsilon_{\text{к}}^3}{\rho_{\Gamma} \cdot \xi_{\vartheta} \cdot a}},$$

где $\rho_{\text{ш}}, \rho_{\Gamma}$ – плотности материала шарообразного слоя и газов;
 g – ускорение свободного падения; $\epsilon_{\text{к}}$ – порозность слоя;

ξ_3 – эквивалентный коэффициент сопротивления промежуточного шарообразного слоя, который определяется по формуле

$$\xi_3 = 8 \cdot k / \text{Re}_3 + k_{\text{и}},$$

где k , $k_{\text{и}}$ – соответственно константы Козени – Кармана и инерционный коэффициент сопротивления, значения которых приведены в [72]; для гладких сферических частиц они составляют: $k = 4,55$, $k_{\text{и}} = 0,45$;

Re_3 – эквивалентное число Рейнольдса, которое находится как

$$\text{Re}_3 = 4 \cdot \nu_{\Phi} / a \cdot \nu_{\Gamma},$$

где ν_{Γ} – кинематический коэффициент вязкости газа;

a – удельная площадь поверхности шарообразного слоя, которая определяется по формуле $a = 6 \cdot (1 - \varepsilon_{\text{к}}) / d_{\text{ш}}$, где $d_{\text{ш}}$ – диаметр шара.

Порозность шарообразного слоя определяется с помощью такой формулы:

$$\varepsilon_{\text{к}} = 0,566 \cdot \text{Ar}^{-0,019}. \quad (3.1)$$

Выбор этой формулы осуществлен на основании анализа многочисленных теоретических и экспериментальных данных, приведенных в [69, 70, 72, 77, 78, 109, 111, 113]. Например, в [70] для идеальных шаров принято $\varepsilon_{\text{к}} = 0,5$, в [69, 71] использовалась зависимость $\varepsilon_{\text{к}} = 0,222 d_{\text{ш}}^{0,252}$, в которой диаметр шара измеряется в миллиметрах. В работе [111] приведено, что порозность системы из одинаковых шаров не зависит от их радиуса, а зависит от способа укладки в слое, при этом наиболее эффективной является ромбическая укладка, при которой $\varepsilon_{\text{к}}$ лежит в пределах $0,38 \div 0,39$. При кубической укладке шаров $\varepsilon_{\text{к}} = 0,48$.

Результаты расчетов, выполненные по формуле (3.1), свидетельствуют о достаточно хорошем соответствии расчетных значений порозности $\varepsilon_{\text{к}}$ с экспериментальными данными, приведенными в работах [77, 111]. Поэтому она и была использована в математической модели КВП.

Так как при потере устойчивости слоя начинается процесс его псевдоожижения, то для выбора оптимальных значений скоростей движения газов (фильтрации) предлагается определять скорости начала псевдоожижения шарообразного слоя в различных зонах КВП. С этой целью была разработана компьютерная программа расчета «Arxim», в которой скорость начала псевдоожижения шарообразного слоя определяется как

$$w_{\text{ож}} = \text{Re}_{\text{кр}} \cdot v_{\text{г}} / d_{\text{ш}},$$

где $\text{Re}_{\text{кр}}$ – критическое значение числа Рейнольдса. Число Рейнольдса определяется по формуле $\text{Re}_{\text{кр}} = \text{Ar} / (1400 + 5,22\sqrt{\text{Ar}})$, где Ar – критерий Архимеда, который равен $\text{Ar} = g \cdot d_{\text{ш}}^3 \cdot (\rho_{\text{ш}} - \rho_{\text{г}}) / v_{\text{г}}^2 \cdot \rho_{\text{г}}$, где $v_{\text{г}}$ определяется с помощью интерполяционных полиномов, рекомендуемых в [68], по компьютерной программе «Nuq».

Как следует из этих формул, скорость начала псевдоожижения существенно зависит от плотности материала шарообразного теплоносителя. Например, в [70] в качестве материала теплоносителя применен чугун плотностью 7800 кг/м^3 и поэтому при $w_{\text{ож}} = 3,12 \text{ м/с}$ скорость фильтрации составляет $3,1 \text{ м/с}$. В [74, 75] использовалась галька плотностью 1700 кг/м^3 и при $w_{\text{ож}} = 1,8 \text{ м/с}$ скорость фильтрации в газовой зоне принималась равной $1,6 \text{ м/с}$, в воздушной – $1,74 \text{ м/с}$. Наши расчеты показали, что при использовании в качестве теплоносителя стеклянных шаров скорости начала псевдоожижения составляют: в «сухой» зоне – $2,0 \text{ м/с}$; в конденсационной – $1,9 \text{ м/с}$; в воздушной – $1,93 \text{ м/с}$. Следует отметить, что в случае возможности конструктивно организовать режим движения шарообразного теплоносителя с прижатием к ограничивающей стенке, скорость движения газов можно увеличить. В конденсационной зоне с целью снижения аэродинамического сопротивления шарообразного слоя скорость движения газов желательно выбирать меньше $w_{\text{ож}}$.

3.3. Моделирование теплового расчета

Тепловой расчет КВП включает в себя: составление теплового баланса, расчеты живых сечений для прохода газов и масс шарообразного теплоносителя, расчет теплообменных характеристик и поверхностей теплообмена аппарата, расчет толщин шарообразных слоев и их аэродинамических сопротивлений по зонам. В связи с использованием в качестве исходных данных температуры нагрева воздуха в конденсационной зоне $t_{г.в}^K$, необходимой для расчета теплообмена в «сухой» зоне КВП, расчет теплообмена в КВП следует начинать с конденсационной зоны.

3.3.1. Метод составления теплового баланса

В соответствии с рекомендациями [118] в блоке 3 (рис. 3.1) тепловой баланс КВП составляется на 1 м^3 газообразного топлива при 0°C и $101,3 \text{ кПа}$. Уравнение теплового баланса при этом записывается следующим образом:

$$Q_{\text{сух}} + Q_{\text{КВП}}^K = Q_{\text{в}}, \quad (3.2)$$

где $Q_{\text{сух}}$ – количество теплоты, выделяющееся в «сухой» зоне КВП

$$Q_{\text{сух}} = \varphi \cdot (I_{\text{у.г}} - I_{\text{г.р}}),$$

где φ – коэффициент сохранения теплоты;

$I_{\text{у.г}}, I_{\text{г.р}}$ – энтальпии продуктов сгорания топлива на входе в КВП и при температуре точки росы;

$Q_{\text{КВП}}^K$ – количество теплоты, выделяющееся в конденсационной зоне КВП;

$Q_{\text{в}}$ – количество теплоты, необходимое для нагрева воздуха, определяется по формуле (2.28).

Следует отметить, что расход нагреваемого воздуха превышает расход дутьевого воздуха в котле на величину $\Delta\beta_1$, необходимую для подачи в газоотводящий тракт с целью повышения температуры уходящих из КВП и

КТА газов (как указывалось ранее, для защиты газоотводящего тракта от разрушения).

Количество теплоты, выделяющееся в конденсационной зоне КВП, определяется по уравнению

$$Q_{\text{КВП}}^{\text{к}} = Q_{\text{к.з}} - Q_{\text{КТА}},$$

где $Q_{\text{КТА}}$ – количество теплоты, выделяющееся в КТА, которое определяется по формуле (2.29);

$Q_{\text{к.з}}$ – количество теплоты, выделяющееся в результате конденсации водяных паров из продуктов сгорания топлива в утилизационной системе, которое вычисляется как $Q_{\text{к.з}} = \varphi \cdot Q_{\text{к}}$, где $Q_{\text{к}}$ – суммарное количество теплоты, выделяющееся в конденсационной зоне КВП и в КТА, которое определяется по формуле (2.18).

3.3.2. Метод расчета живых сечений для прохода газов и воздуха

В блоке 4 (рис. 3.1) выполняется расчет живых сечений для прохода газов и воздуха.

Живое сечение для прохода газов в «сухой» зоне равно

$$F_{\text{сух}} = \frac{B \cdot V_{\text{Г}}^{\text{вх}} (g_{\text{сух}}^{\text{сп}} + 273)}{w_{\text{сух}} \cdot 273}. \quad (3.3)$$

Живое сечение для прохода газов в конденсационной зоне составляет

$$F_{\text{кон}} = \frac{B \cdot V_{\text{Г.конд}} (g_{\text{кон}}^{\text{сп}} + 273)}{w_{\text{конд}} \cdot 273}. \quad (3.4)$$

Живое сечение для прохода воздуха определяется как

$$F_{\text{в}} = \frac{B \cdot \beta_1 \cdot V^0 (t_{\text{в}}^{\text{сп}} + 273)}{w_{\text{в}} \cdot 273}. \quad (3.5)$$

В формулах (3.3)–(3.5) приняты следующие обозначения: V_{Γ}^{BX} – объем продуктов сгорания на входе в КВП; $V_{\Gamma.\text{конд}}$ – доля объема продуктов сгорания топлива, проходящих через конденсационную зону КВП, которая определяется таким образом:

$$V_{\Gamma.\text{конд}} = V_{\Gamma.\text{кон}} \cdot Q_{\text{КВП}}^{\text{K}} / Q_{\text{к.з}}, \quad (3.6)$$

где $V_{\Gamma.\text{кон}}$ – объем продуктов сгорания топлива, проходящих через конденсационные зоны КВП и КТА при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{\text{ср}}$:

$$V_{\Gamma.\text{кон}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{ср}} + (\alpha_{\text{ср}} - 1) \cdot V^0,$$

где $V_{\text{RO}_2}, V_{\text{N}_2}^0, V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{ср}}$ – объемы углекислого газа, азота и водяных паров, входящие в состав продуктов сгорания топлива, $V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{ср}} = (V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{BX}} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{YX}}) / 2$;

$\alpha_{\text{ср}}$ – среднее значение коэффициента избытка воздуха

$$\alpha_{\text{ср}} = (\alpha_{\text{BX}} + \alpha_{\text{YX}}) / 2;$$

V^0 – теоретический объем воздуха;

$w_{\text{сух}}, w_{\text{конд}}, w_{\text{в}}$ – скорости движения газов в «сухой», конденсационной зонах и в воздушной зоне КВП, их значения задаются с учетом предварительно найденных скоростей начала псевдооживления $w_{\text{ож}}$.

Суммарное живое сечение для прохода газов и воздуха равно

$$F_{\text{сум}} = F_{\text{сух}} + F_{\text{конд}} + F_{\text{в}}. \quad (3.7)$$

При этом живое сечение в газовой части КВП составляет

$$F_{\text{газ}} = F_{\text{сух}} + F_{\text{конд}}.$$

Доли суммарного живого сечения в газовой и воздушной частях КВП определяются как отношения

$$x_{\Gamma} = F_{\text{газ}} / F_{\text{сум}} \text{ и } x_{\text{в}} = F_{\text{в}} / F_{\text{сум}}.$$

3.3.3. Метод расчета теплообмена в конденсационной зоне

Расчет теплообмена в конденсационной зоне КВП (блок 5, рис. 3.1) может осуществляться по методу позонного теплового расчета КТА, который изложен ниже в главе 4. Однако, так как доля теплоты, выделяющейся в этой зоне, по сравнению со всем количеством теплоты, выделяющейся при конденсации водяных паров из продуктов сгорания топлива в системе, не превышает 10–20 %, то расчет можно проводить без деления на участки. Для определения коэффициентов теплоотдачи при конденсации водяных паров из парогазовых смесей в шарообразном слое были использованы данные работ [114,115]. В этих работах выполнены теоретические и экспериментальные исследования по конденсации чистого пара на наклонной или конической поверхностях, помещенных в пористую среду в виде шарообразных засыпок. К сожалению, исследования в этом направлении носят ограниченный характер, а исследования по конденсации водяных паров из парогазовых смесей с большим содержанием неконденсирующихся газов на поверхности шарообразного слоя отсутствуют. Основу расчета теплообмена в конденсационной зоне КВП составляют уравнения

$$q = \beta_P \cdot \left[r + c_k (\vartheta_{\Gamma}^{\text{вх}} - \vartheta_{\Gamma}^{\text{вых}}) \right] (p_{\Pi} - p_{\Gamma P}) + \alpha_{\Gamma} (\vartheta_{\Gamma} - t_{\Gamma P}) = K' (t_{\Gamma P} - t_{\Gamma B}^K); \quad (3.9)$$

$$p_S = f(t_S), \quad (3.10)$$

где q – плотность теплового потока;

β_P – коэффициент массоотдачи водяного пара в газовой фазе, отнесенный к градиенту парциальных давлений;

$\vartheta_{\Gamma}^{\text{вх}}, \vartheta_{\Gamma}^{\text{вых}}, \vartheta_{\Gamma}$ – значения температур газов на входе, выходе и в средней части конденсационной зоны КВП;

p_{Π} – парциальное давление водяного пара при температуре газов ϑ_{Γ} ;

$p_{\Gamma P}, t_{\Gamma P}$ – соответственно парциальное давление и температура водяного пара на границе раздела фаз;

α_{Γ} – коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности пленки конденсата без учета эффекта конденсации, определяется по формуле (3.21);

$t_{\Gamma, B}^K$ – температура воздуха, нагретого в конденсационной зоне, которую можно определить по формуле (2.38) или как

$$t_{\Gamma, B}^K = t_{x, B} + B \cdot Q_{\text{КВП}}^K / c_{p_B} \cdot G_B ;$$

K' – коэффициент теплопередачи от пленки конденсата к охлаждающему воздуху, который определяется в соответствии с формулой

$$K' = \left(\frac{1}{\alpha_B \cdot x_B} + \frac{r_{\text{ш}}}{5 \cdot \lambda_{\text{ш}}} + \frac{1}{\alpha_K \cdot x_{\Gamma}} \right)^{-1}, \quad (3.11)$$

где α_B – коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности пленки, определяется также по формуле (3.21);

$r_{\text{ш}}$ – радиус шара;

$\lambda_{\text{ш}}$ – коэффициент теплопроводности материала шарообразного теплоносителя;

α_K – коэффициент теплоотдачи при конденсации водяного пара, содержащегося в продуктах сгорания топлива, на поверхности шарообразного теплоносителя, который согласно данным работы [114] составляет

$$\alpha_K = \sqrt{\frac{2 \cdot \rho_K (\rho_K - \rho_{\text{п}}) \cdot \Pi \cdot r \cdot g_{\Phi} \cdot \lambda_{\text{эф}}}{\mu_K \cdot \Delta t_{\text{п.с}} \cdot L}}, \quad (3.12)$$

где $\rho_K, \rho_{\text{п}}$ – плотности конденсата и водяного пара;

Π – проницаемость пористого слоя;

$g_{\Phi} = g \cdot \cos \Phi$, где g – ускорение свободного падения; Φ – угол между направлением движения слоя и вертикалью;

$\lambda_{\text{эф}}$ – эффективный коэффициент теплопроводности шарообразного слоя; μ_K – динамический коэффициент вязкости конденсата;

$\Delta t_{п.с}$ – температурный напор «пар–стенка»;

L – длина поверхности, по которой движется шарообразный слой.

Проницаемость шарообразного слоя может быть определена по формуле Козени [111]

$$\Pi = a_c \cdot \varepsilon_k^3 / \xi_c \cdot a^2,$$

где a_c – безразмерная постоянная, зависящая только от геометрической формы поперечного сечения трубок пористой среды, для круга она равна 0,5, для квадрата – 0,5619, для равностороннего треугольника – 0,5974;

ξ_c – извилистость трубок, которая приближенно равна $\xi_c = \varepsilon_k \cdot \mu_D$,

где μ_D – коэффициент диффузионного сопротивления, определяемый с помощью данных таблиц 5-1 и 5-2 [111].

Необходимо отметить, что расчет проницаемости шаровой засыпки по приведенной в [129] зависимости $\Pi = 6,7 \cdot 10^{-3} d_{ш}^2 \cdot \varepsilon_k^3 (1 - \varepsilon_k)^2$ приводит к меньшему примерно на порядок ее значению по сравнению с найденной по формуле Козени величиной.

Эффективный коэффициент теплопроводности слоя находится в соответствии с рекомендацией [77] по формуле

$$\lambda_{эф} / \lambda_{г} = A_1 + B_1 \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}, \quad (3.13)$$

где $\lambda_{г}$ – коэффициент теплопроводности газов (или воздуха);

A_1, B_1 – коэффициенты, которые получены экспериментальным путем.

Например, в [77] коэффициент A_1 определяется с помощью графической диаграммы в зависимости от отношения коэффициентов теплопроводности твердой и газообразной фаз $\lambda_{т} / \lambda_{г}$ и порозности слоя

ε_k : $B_1 = B_0 \frac{6(1 - \varepsilon_R)}{4} \Phi$, где $B_0 = 0,179 / T$, $\Phi = 0,75 - 0,8$. В соответствии с данными [136] для системы «стекло – газ» $A_1 = 8,0$; $B_1 = 0,1$.

Весьма приемлемым вариантом определения эффективного коэффициента теплопроводности слоя $\lambda_{\text{эф}}$ является расчет с помощью соотношения, полученного Максвеллом [111]:

$$\lambda_{\text{эф}} = \lambda_{\text{T}} \left[\frac{\lambda_{\text{T}} + 2 \cdot \lambda_{\text{T}} - 2 \cdot (1 - \varepsilon_{\text{K}}) \cdot (\lambda_{\text{T}} - \lambda_{\text{Г}})}{\lambda_{\text{T}} + 2 \cdot \lambda_{\text{T}} + (1 - \varepsilon_{\text{K}}) \cdot (\lambda_{\text{T}} - \lambda_{\text{Г}})} \right]. \quad (3.14)$$

Выполненные расчеты подтвердили хорошую сопоставимость результатов, полученных по формулам (3.13) и (3.14). Следует отметить, что несколько завышенные значения $\lambda_{\text{эф}}$ могут быть получены по формуле, предложенной В.З. Богомоловым [77], в которой отсутствует учет коэффициента теплопроводности твердых частиц

$$\lambda_{\text{эф}} = 3 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{Г}} \ell n \frac{0,43 + 0,31 \cdot \varepsilon_{\text{K}}}{\varepsilon_{\text{K}} - 0,26}.$$

Сопоставимые результаты по расчету $\lambda_{\text{эф}}$ могут быть получены также по формуле [72]:

$$\lambda_{\text{эф}} = A_2 \cdot \ell g \frac{0,74 - 0,31 \cdot \beta}{0,74 - \beta} (1 + B_2 \cdot t),$$

где A_2 и B_2 – коэффициенты, зависящие от материала засыпки: для большинства материалов $A_2 = 0,6 \div 0,9$; $B_2 = (0,8 \div 1,0) 10^{-3}$; $\beta = 1 - \varepsilon_{\text{K}}$.

Коэффициент массоотдачи β_p , входящий в уравнение (3.9), в связи с небольшой величиной плотности поперечного потока массы при наличии большого содержания неконденсирующихся газов в парогазовой смеси, а также с отсутствием теоретических и опытных данных, может быть определен на основе аналогии между теплообменом и массообменом с использованием зависимости вида

$$\beta_p = \frac{\alpha_{\text{Г}} \cdot x_{\text{Г}}}{c_{p_{\text{Г}}} \cdot p_{\text{ср}}} \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{Г}}} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_D} \right)^{2/3}, \quad (3.15)$$

где $c_{p_{\Gamma}}$ – удельная теплоемкость продуктов сгорания топлива;

\bar{M}_{Γ} – средняя молекулярная масса продуктов сгорания топлива;

Pr – тепловое число Прандтля, которое равно $Pr = \nu_{\Gamma} c_{p_{\Gamma}} \rho_{\Gamma} / \lambda_{\Gamma}$;

Pr_D – диффузионное число Прандтля, $Pr_D = \nu_{\Gamma} / D$, где D – коэффициент диффузии водяного пара в сухие газы;

$p_{ср}$ – движущая сила массообмена, которая определяется следующим образом:

$$p_{ср} = (p_{\Pi} - p_{\Gamma p}) / \ln \frac{p - p_{\Gamma p}}{p - p_{\Pi}}. \quad (3.16)$$

Так как плотность теплового потока q , коэффициент массоотдачи β_p и коэффициент теплоотдачи от пленки конденсата к наружной поверхности теплообмена α_k зависят от неизвестных температур на границе раздела фаз $t_{\Gamma p}$ и на поверхности теплообмена $t_{с\Gamma}$, то значения последних определяют методом последовательных приближений. После этого находится условный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания топлива к поверхности шарообразной насадки

$$\alpha_{усл}^k = \left\{ \frac{1}{\beta_p \left[r + c_k \left(\vartheta_{\Gamma}^{вх} - \vartheta_{\Gamma}^{вых} \right) \right] \cdot \frac{p_{\Pi} - p_{\Gamma p}}{\vartheta_{\Gamma} - t_{\Gamma p}} + \alpha_{\Gamma} \cdot x_{\Gamma}} + \frac{1}{\alpha_k \cdot x_{\Gamma}} \right\}^{-1}. \quad (3.17)$$

Коэффициент теплопередачи от парогазовой смеси к воздуху находится как

$$K_{конд} = \frac{\psi}{\left(\frac{1}{\alpha_{в} \cdot x_{в}} + \frac{r_{ш}}{5 \cdot \lambda_{ш}} + \frac{1}{\alpha_{усл}^k \cdot x_{\Gamma}} \right)}. \quad (3.18)$$

Средний температурный напор определяется по формуле

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\text{Г}} - \Delta t_{\text{М}}}{\ln(\Delta t_{\text{Г}} / \Delta t_{\text{М}})}, \quad (3.19)$$

где $\Delta t_{\text{Г}} = t_{\text{Р}} - t_{\text{В}}$, $\Delta t_{\text{М}} = \vartheta_{y_{x_2}} - t_{\text{Х.В.}}$.

Площадь поверхности теплообмена определяется по формуле

$$H_{\text{конд}} = \frac{B \cdot Q_{\text{КВП}}^{\text{К}}}{K_{\text{конд}} \cdot \overline{\Delta t}} \quad (3.20)$$

Распределение площади поверхности теплообмена по зонам КВП осуществляется таким образом: в газовой зоне площадь поверхности равна

$$H_{\text{конд}}^{\text{Г}} = H_{\text{конд}} \cdot x_{\text{Г}}, \text{ в воздушной} - H_{\text{конд}}^{\text{В}} = H_{\text{конд}} \cdot x_{\text{В}}.$$

Далее, после определения $p_{\text{ГР}}$ по формулам (3.15), (3.16), определяется значение коэффициента массоотдачи $\beta_{\text{Р}}$, а по уравнению $q_{\text{Р}} = \beta_{\text{Р}}(p_{\text{П}} - p_{\text{ГР}})$ – плотность поперечного потока массы.

3.3.4. Метод расчета теплообмена в «сухой» и воздушной зонах

Расчет теплообмена в «сухой» и воздушной зонах КВП осуществляется в блоке 6 (рис.3.1).

Несмотря на наличие обширных литературных данных по расчету бесконденсационного режима теплообмена (в «сухой» и воздушной зонах КВП), возникают определенные трудности в достоверном расчете коэффициентов теплоотдачи. Это обусловлено тем, что, как показал обобщенный анализ результатов известных теоретических и экспериментальных зависимостей, описывающих теплообмен между газами и шарообразным слоем (неподвижным, подвижным, кипящим) [70–72, 75–78, 109–113], выполненный в [72] и [127], разброс значений коэффициентов теплоотдачи достаточно велик. Отклонение критерия Нуссельта от его среднего значения во всем диапазоне изменения числа Рейнольдса превышает $\pm 30\%$. Основной причиной этого является наличие существенной неравномерности в распре-

лении скоростей движения газов и шарообразного слоя по сечению теплообменного аппарата. В работе [72] отмечается, что в случае обеспечения равномерного распределения динамических характеристик теплоносителей по сечению аппарата интенсивность теплообмена в движущемся и неподвижном шарообразном слое сопоставима. Здесь же указывается, что в аппаратах шахтного типа с перекрестным движением газов и шарообразного слоя неравномерность распределения скоростей фильтрации по сечению не превышает 30 %. Относительно слабым оказывается также влияние отношений водяных эквивалентов газов и воздуха, скоростей движения и неизотермичности слоя на интенсивность теплообмена.

Из работ [72,127] следует, что наиболее достоверные значения коэффициентов теплоотдачи могут быть получены при использовании в расчетах таких зависимостей для неподвижного слоя при $Re_{дж} > 200$:

$$\begin{aligned} Nu_{дж} &= 0,24 \cdot Re_{дж}^{0,83}, \\ Nu_{дж} &= 0,106 \cdot Re_{дж}, \\ Nu_{дж} &= 0,61 \cdot Re_{дж}^{0,67}. \end{aligned} \quad (3.21)$$

где $Re_{дж}$ – число Рейнольдса, которое равно $Re_{дж} = w \cdot d_{ш} / \nu$.

В работе [113] предлагается использовать такое уравнение

$$Nu = f_{\psi} Nu_{single\ sphere},$$

где f_{ψ} – коэффициент формы, который определяется по формуле $f_{\psi} = 1 + 1,5 \cdot (1 - \psi')$, где ψ' – порозность слоя; $Nu_{single\ sphere}$ – критерий Нуссельта, который равен

$$Nu_{single\ sphere} = 2 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2},$$

$$\text{где } Nu_{lam} = 0,664 \sqrt{Re_{\psi}} \sqrt[3]{Pr}; \quad Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re_{\psi}^{0,8} Pr}{1 + 2,443 \cdot Re_{\psi}^{-0,1} (Pr^{2/3} - 1)},$$

где число Рейнольдса $Re_\psi = w_{free} \cdot d / \nu \cdot \psi'$, где w_{free} – скорость движения газов.

В работе [72] приведена формула, полученная на основе экспериментального исследования перекрестно продуваемого движущегося шарообразного слоя толщиной Δ и шириной ℓ ,

$$Nu_{эф} = 2,4 \cdot Re^{0,6} (\Delta / d_{ш})^{0,42} \cdot (\ell / d_{ш})^{-0,7}.$$

Формула справедлива при $250 \leq Re \leq 3000$, $11 \leq \Delta / d_{ш} \leq 28$, $28 \leq \ell / d_{ш} \leq 47$.

Расчеты, выполненные по вышеприведенным формулам, свидетельствуют о том, что расхождения в значениях коэффициентов теплоотдачи не превышают 15 %. При расчете конвективного теплообмена в «сухой» и воздушной зонах КВП для определения коэффициентов теплоотдачи от газообразных теплоносителей к шарообразному теплоносителю вполне правомочным является использование любой из приведенных выше формул.

Для «сухой» и воздушной зон КВП по компьютерной программе «Alfa», в основу которой положена зависимость (3.21), коэффициент теплоотдачи определяется как $\alpha = Nu_{дж} \cdot \lambda / d_{ш}$. При этом кинематический коэффициент вязкости ν и коэффициент теплопроводности λ газов и воздуха определяются с помощью интерполяционных полиномов, рекомендуемых в [130], по компьютерным программам, разработанным на их основе, «Nuq», «Nuv», «Lamg», «Lamv».

Коэффициент теплопередачи от паргазовой смеси к воздуху находится как

$$K_{сух} = \frac{\psi}{\left(\frac{1}{\alpha_B \cdot x_B} + \frac{r_{ш}}{5 \cdot \lambda_{ш}} + \frac{1}{\alpha_\Gamma \cdot x_\Gamma} \right)}. \quad (3.22)$$

Средний температурный напор определяется по формуле

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}})}, \quad (3.23)$$

где $\Delta t_{\delta} = t_{\text{р}} - t_{\text{г.в}}^{\text{к}}$, $\Delta t_{\text{м}} = \vartheta_{\text{у.х}_1} - t_{\text{г.в}}$.

Площадь поверхности теплообмена в КВП рассчитывается как

$$H_{\text{сyx}} = \frac{B \cdot Q_{\text{сyx}}}{K_{\text{сyx}} \cdot \overline{\Delta t}}. \quad (3.24)$$

Распределение площади поверхности теплообмена по зонам КВП осуществляется таким образом: в газовой зоне площадь поверхности равна

$$H_{\text{сyx}}^{\text{г}} = H_{\text{сyx}} \cdot x_{\text{г}}, \text{ в воздушной} - H_{\text{сyx}}^{\text{в}} = H_{\text{сyx}} \cdot x_{\text{в}}.$$

3.3.5. Метод расчета площади поверхности теплообмена

Площадь поверхности теплообмена, находящаяся в газовой зоне, равна $H_{\text{г}} = H_{\text{сyx}}^{\text{г}} + H_{\text{конд}}^{\text{г}}$, в воздушной – $H_{\text{в}} = H_{\text{сyx}}^{\text{в}} + H_{\text{конд}}^{\text{в}}$.

Суммарная площадь поверхности теплообмена в КВП составляет $H_{\text{КВП}} = H_{\text{г}} + H_{\text{в}}$.

3.3.6. Метод определения массы шарообразного теплоносителя и распределение ее по зонам конденсационного воздухоподогревателя

В блоке 7 (рис. 3.1) выполняется расчет массы шарообразного теплоносителя и осуществляется распределение ее по зонам КВП.

Масса шарообразного теплоносителя, циркулирующего в КВП, равна массе, находящейся в воздушной зоне, то есть $G_{\text{ц}} = G_{\text{в}}$ и определяется по формуле

$$G_{\text{в}} = \frac{B \cdot (Q_{\text{сyx}} + Q_{\text{КВП}}^{\text{к}})}{c_{\text{ш}} \cdot (t_{\text{ш}_2} - t_{\text{ш}_1})}, \quad (3.25)$$

где $c_{\text{ш}}$ – удельная массовая теплоемкость материала шаров;

$t_{ш1}, t_{ш2}$ – температуры шарообразного теплоносителя на входе и выходе КВП, температура $t_{ш1}$ предварительно задается, температура $t_{ш2}$ определяется с помощью компьютерной программы «Темр».

Так как масса шарообразного теплоносителя связана с площадью поверхности теплообмена H уравнением $G = H \cdot d_{ш} \cdot \rho_{ш} \cdot K_{ц} / 6$, где $K_{ц}$ – кратность циркуляции промежуточного шарообразного теплоносителя, то на этом основании можно определить кратность циркуляции как

$$K_{ц} = 6 \cdot G_{в} / H_{в} \cdot d_{ш} \cdot \rho_{ш}. \quad (3.26)$$

Массы шарообразного теплоносителя в «сухой» и конденсационной зонах КВП определяются по следующим формулам, соответственно

$$G_{сух} = H_{сух} \cdot d_{ш} \cdot \rho_{ш} \cdot K_{ц} / 6; \quad (3.27)$$

$$G_{конд} = H_{конд} \cdot d_{ш} \cdot \rho_{ш} \cdot K_{ц} / 6. \quad (3.28)$$

Необходимо отметить, что массу шарообразного теплоносителя, циркулирующего в «сухой» зоне, можно определить с помощью уравнения теплового баланса

$$G'_{сух} = \frac{B \cdot Q_{сух}}{c_{ш} \cdot (t_{ш2}^k - t_{ш}^k)}, \quad (3.29)$$

где $t_{ш}^k$ – температура шарообразного теплоносителя на выходе из конденсационной зоны КВП.

Расчет же массы шарообразного теплоносителя, циркулирующей в конденсационной зоне, по уравнению теплового баланса

$$G'_{конд} = \frac{B \cdot Q_{КВП}^k}{c_{ш} \cdot (t_{ш}^k - t_{ш2}^k)} \quad (3.30)$$

существенно усложняется и возможен лишь при замене теплоемкости материала шаров $c_{ш}$ на кажущуюся теплоемкость $c_{ш}^{каж}$, учитывающую эффект

фазовых превращений.

Если $G_{\text{сух}} > G'_{\text{сух}}$ и $G_{\text{конд}} > G'_{\text{конд}}$, то массы шарообразного теплоносителя обеспечивают расчетные поверхности теплообмена $H_{\text{сух}}$ и $H_{\text{конд}}$.

Объем шарообразной насадки, соответствующий площади поверхности теплообмена в КВП, составляет $V_{\text{н}} = H_{\text{КВП}} / a$.

Масса шарообразного теплоносителя, обеспечивающая теплообмен через площадь поверхности $H_{\text{КВП}}$, определяется по формуле $G_{\text{нас}} = V_{\text{н}} \cdot (1 - \varepsilon_{\text{к}}) \cdot \rho_{\text{ш}}$.

В этом случае кратность циркуляции шарообразной насадки можно определить как $K_{\text{ц}} = G / G_{\text{нас}}$, где $G = G_{\text{в}} + G_{\text{сух}} + G_{\text{конд}}$. В случае необходимости величину кратности циркуляции можно подкорректировать до целого или кратного 0,5 об/мин числа. Однако при этом площадь поверхности теплообмена не должна существенно отличаться от расчетной.

В формулах (3.29) и (3.30) температура шарообразного теплоносителя на выходе из конденсационной зоны КВП $t_{\text{ш}}^{\text{к}}$ определяется с помощью метода, предложенного в работе [122] и приведенного в главе 2. Основу метода составляют коэффициенты эффективности нагрева и охлаждения теплоносителей E в зависимости от отношения их водяных эквивалентов и числа единиц переноса теплоты. При этом учет эффекта конденсации предлагается осуществить с помощью кажущегося водяного эквивалента. В соответствии с этим вначале определяется коэффициент эффективности охлаждения газов $E_{\text{эф}} = (t_{\text{р}} - \vartheta_{\text{у}_{\text{х}_2}}) / (t_{\text{р}} - t_{\text{ш}_1})$. Затем находится отношение водяных эквивалентов газов и шарообразного теплоносителя $N_{\text{э}} = W_{\text{г}} / W_{\text{ш}}$, где $W_{\text{г}}, W_{\text{ш}}$ – водяные эквиваленты газов и шарообразного теплоносителя. Водяной эквивалент газов с учетом эффекта фазовых превращений определяется как $W_{\text{г}} = m \cdot (W_{\text{с.г}} + W_{\text{к}})$, где m – доля теплоты, используемая в КВП, по отношению ко всей теплоте, переданной газами поверхностям теплообмена в конденсационной зоне КВП и в КТА; $W_{\text{с.г}}$ – водяной эквивалент сухих газов и $W_{\text{к}}$ – кажущийся водяной эквива-

лент конденсирующихся водяных паров, которые находятся с помощью зависимостей (2.31)–(2.35). Для определения водяного эквивалента шарообразного теплоносителя $W_{ш}$ используется соотношение $\varphi \cdot W_{г} / W_{ш} = W_{ш} / \varphi \cdot W_{в}$, из которого следует, что $W_{ш} = \varphi \sqrt{W_{г} \cdot W_{в}}$, где φ – коэффициент сохранения теплоты, который равен $\varphi = 1 - q_5^B / (\eta_c^B + q_5^B)$. Температура нагрева шарообразного теплоносителя в конденсационной зоне КВП определяется по формуле $t_{ш_2}^K = t_{ш_1} + N_{э} \cdot E_{эф} \cdot (t_p - t_{ш_1})$.

3.3.7. Методы расчета толщин шарообразных слоев и их аэродинамических характеристик по зонам конденсационного воздухоподогревателя

Толщины слоев шарообразной насадки по зонам КВП (блок 8, рис. 3.1) составляют:

$$\text{в «сухой» зоне} \quad h_{сух} = \frac{H_{сух}}{a \cdot F_{сух}}; \quad (3.31)$$

$$\text{в конденсационной зоне} \quad h_{конд} = \frac{H_{конд}}{a \cdot F_{конд}}; \quad (3.32)$$

$$\text{в воздушной зоне} \quad h_{в} = \frac{H_{в}}{a \cdot F_{в}}. \quad (3.33)$$

Расчет аэродинамических сопротивлений слоев шарообразного теплоносителя осуществляется с использованием метода, приведенного в [128]. Этот метод позволяет найти аэродинамическое сопротивление вертикально движущегося поперечно-продуваемого слоя дробы потоку газов в дробепоточном регенеративном воздухоподогревателе. Выполненное путем расчетного исследования сравнение данного метода с другими, представленными в работах [70–72, 75–78, 110, 113], свидетельствует, что он позволяет получить вполне сопоставимые и представительные результаты. Следует отметить практически полную идентичность методов расчета перепада давлений в слое, изложенных в работах [72] и [128].

Алгоритм расчета аэродинамических сопротивлений шарообразных

движущихся слоев для различных зон КВП имеет следующий вид. Число Рейнольдса определяется по формуле $Re_a = 4 \cdot w / \nu \cdot a$, где w – скорость фильтрации продуваемой среды, которая принимается равной скорости потока в сечении, свободном от шарообразного слоя; ν – кинематический коэффициент вязкости продуваемой среды (газов и воздуха) при средней ее температуре $\vartheta_{ср}$. Коэффициент сопротивления $\xi_0 = 36,3/Re_a + 0,4$. Коэффициент сопротивления слоя $\xi_{сл} = \xi_0 \cdot h \cdot a / \varepsilon_K^3$.

Местное аэродинамическое сопротивление слоя составляет

$$\Delta P = \xi_{сл} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \frac{273}{\vartheta_{ср} + 273}. \quad (3.34)$$

Суммарное сопротивление слоев равно $\Delta P = \Delta P_{сyx} + \Delta P_{конд} + \Delta P_v$. Расчетное сопротивление слоев $\Delta P_r = 1,2 \cdot \Delta P$, где 1,2 – поправочный коэффициент, принятый в соответствии с рекомендациями работы [128].

На основе математической модели КВП разработана программа его расчета применительно к современным персональным компьютерам.

3.3.8. Метод расчета коэффициентов диффузии

Точность расчета коэффициентов массоотдачи существенно зависит от достоверности значений коэффициентов диффузии водяного пара в сухие продукты сгорания топлива. Экспериментальные значения таких коэффициентов диффузии практически отсутствуют в связи со сложностью проведения соответствующих экспериментальных исследований. Как правило, в литературе приводятся экспериментальные данные для коэффициентов диффузии водяного пара в воздух и различные аналитические зависимости для расчетного определения коэффициентов диффузии для бинарных сред [96, 104–108]. В соответствии с этим была поставлена задача по разработке достаточно надежного и достоверного метода расчета коэффициентов диффузии водяного пара в многокомпонентные сухие продукты сгорания газообразного топлива. С этой целью был выполнен анализ известных расчетных методов определения бинарных коэффициентов диффузии водяного

пара в различные газы и осуществлена оценка достоверности этих методов путем сравнения результатов расчетов с имеющимися немногочисленными экспериментальными данными.

В работах [96, 105–107] для определения коэффициента диффузии приведены такие зависимости:

$$D_{AB} = 0,0435 \frac{T_{\text{см}}^{3/2} \cdot 10^{-5}}{p \left(v_A^{1/3} + v_B^{1/3} \right)^2} \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}}; \quad (3.35)$$

$$D_{AB} = 0,00792 \frac{T_{\text{см}}^{1,78} \cdot 10^{-5}}{p \left(v_A^{1/3} + v_B^{1/3} \right)^2} \left[\frac{1}{\sqrt{M_A \cdot M_B}} + \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}} \right]; \quad (3.36)$$

$$D_{AB} = 1,013 \frac{T_{\text{см}}^{1,75} \cdot 10^{-7}}{p \left[\left(\sum_A v_i \right)^{1/3} + \left(\sum_B v_i \right)^{1/3} \right]^2} \left[\sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}} \right]. \quad (3.37)$$

В формулах (3.35)–(3.37) приняты следующие обозначения: D_{AB} – бинарный коэффициент диффузии компонента A в компонент B , м²/с; v_A, v_B – молекулярные диффузионные объемы компонентов A и B , см³/моль; M_A, M_B – молекулярные массы компонентов A и B , кг/кмоль; p – общее давление смеси в кгс/см². В формуле (3.37) $\sum_A v_i$ и $\sum_B v_i$ соответствуют обозначенным в зависимостях (3.35) и (3.36) молекулярным диффузионным объемам v_A и v_B .

Молекулярные диффузионные объемы компонентов смеси v_A, v_B обычно выбираются из справочных таблиц, приведенных, например, в [96, 106–108], или рассчитываются путем суммирования атомных диффузионных объемов, приведенных в тех же таблицах. Атомные и молекулярные

диффузионные объемы компонентов, входящих в продукты сгорания газообразного топлива котельных установок, приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Атомные и молекулярные диффузионные объемы, см³/моль

Источник информации	Вещество								
	С	N ₂	О	О ₂	Н	Н ₂	Н ₂ О	СО ₂	воздух
[107]	16,5	17,9	5,48	16,6	1,98	7,07	12,7	26,9	20,1
[96,106,108]	14,8	31,2	7,4	5,6	3,7	14,3	18,9	34,0	29,9

Как видно из табл. 3.1, значения атомных и молекулярных диффузионных объемов, приведенные в [96, 106-108], существенно отличаются. Кроме того, расчет молекулярных объемов газов путем суммирования атомных объемов, как это предлагают авторы вышеприведенных работ, не совпадает с табличными данными. Например, в соответствии с данными [107]: $v_{H_2O} = 2v_H + v_O = 2 \cdot 1,98 + 5,48 = 9,44$ см³/моль вместо 12,7 см³/моль; по данным [96, 106, 108] $v_{H_2O} = 2v_H + v_O = 2 \cdot 3,7 + 7,4 = 14,8$ см³/моль вместо 18,9 см³/моль. Это вызывает определенные затруднения в расчетах диффузионных объемов компонентов парогазовой смеси и в оценке достоверности их результатов.

В работе [104] предлагается несколько иной метод определения коэффициентов диффузии бинарных систем, основанный на молекулярно-кинетической теории взаимодействия веществ, в соответствии с которым

$$D_{AB} = 1,8583 \frac{T_{cm}^{3/2} \cdot 10^{-7}}{p \sigma_{AB}^2 \Omega_D} \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}}, \quad (3.38)$$

где p — давление в кгс/см²;

σ_{AB} –средний диаметр зоны столкновения молекул веществ A и B , который измеряется в ангстремах \AA и определяется по формуле $\sigma_{AB} = (\sigma_A + \sigma_B)/2$, где σ_A и σ_B – диаметры молекул веществ A и B , \AA ;

Ω_D – диффузионный интеграл взаимодействия веществ A и B .

Значения σ веществ A и B находятся по табл. 3.2, которая составлена на основе данных работы [104]. Для определения Ω_D необходимо из этой же таблицы выбрать значения отношений параметров ε_A/K_B и ε_B/K_B (здесь ε_A и ε_B – потенциальная энергия молекул веществ A и B , K_B – постоянная Больцмана) и рассчитать величину ε_{AB}/K_B по формуле

$$\varepsilon_{AB}/K_B = \sqrt{(\varepsilon_A/K_B)(\varepsilon_B/K_B)},$$

где ε_{AB} – потенциальная энергия взаимодействия молекул веществ A и B .

Таблица 3.2

Постоянные Lennard-Jones и молекулярные массы веществ

Вещество	σ , \AA	ε/K_B , К	M , кг/кмоль
H ₂ O	2,655	363	18,02
CO ₂	3,941	195,2	44,01
N ₂	3,798	71,4	28,01
Воздух	3,711	78,6	28,96

После этого для заданного значения температуры смеси T определяется параметр $K_B T/\varepsilon_{AB}$, по которому в соответствии с табл. 3.3 находится диффузионный интеграл Ω_D .

Таблица 3.3

Диффузионные интегралы [104]

$K_B T / \varepsilon_{AB}$	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35	1,40
Ω_D	1,439	1,406	1,375	1,346	1,320	1,296	1,273	1,253	1,233
$K_B T / \varepsilon_{AB}$	1,45	1,50	1,55	1,60	1,65	1,70	1,75	1,80	1,85
Ω_D	1,215	1,198	1,182	1,167	1,153	1,140	1,128	1,116	1,105
$K_B T / \varepsilon_{AB}$	1,90	1,95	2,00	2,10	2,20	2,30	2,40	2,50	2,60
Ω_D	1,094	1,084	1,075	1,057	1,041	1,026	1,012	0,9996	0,988

Формулы (3.35)÷(3.38) используются для расчета бинарных коэффициентов диффузии. В соответствии с этим для оценки их надежности и достоверности выполнены расчеты коэффициентов диффузии для системы «водяной пар–воздух», поскольку в литературе имеются экспериментальные данные для таких бинарных систем. Например, по данным [96] $D_{AB} = 2,2 \cdot 10^{-5}$ м²/с; по данным [107] $D_{AB} = 2,26 \cdot 10^{-5}$ м²/с; по данным [108] $D_{AB} = 2,19 \cdot 10^{-5}$ м²/с при $T=273$ К и $p = 0,0981$ МПа (1 кгс/см²). По данным [104] $D_{AB} = 2,88 \cdot 10^{-5}$ м²/с при $T=313$ К и $p = 0,0981$ МПа.

Так как зависимость коэффициента диффузии от давления и температуры имеет вид $D = D_0 \frac{p_0}{p} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1,5}$, то при $T=273$ К и $p = 0,0981$ МПа

$D_{AB} = 2,34 \cdot 10^{-5}$ м²/с. Для сравнения расчетных данных с экспериментальными последние целесообразно было усреднить; среднее значение D_{AB} в этом случае составляет $2,25 \cdot 10^{-5}$ м²/с при $T=273$ К и $p = 0,0981$ МПа. Расчеты коэффициентов диффузии выполнялись при $T=323$ К и $p = 0,0981$ МПа. При этом в формулах (3.35)÷(3.37) использовались данные по диффузионным объемам, приведенные в [96] и [107]. Расчет по формуле (3.38) осуществляется следую-

щим образом. В соответствии с табл. 3.2 для водяного пара $\sigma_A = 2,655 \text{ Å}$; $M_A = 18,02 \text{ кг/кмоль}$; для воздуха $\sigma_B = 3,711 \text{ Å}$; $M_B = 28,96 \text{ кг/кмоль}$; $\varepsilon_A / K_B = 363 \text{ K}$; $\varepsilon_B / K_B = 78,6 \text{ K}$; $\sigma_{AB} = (2,655 + 3,711)/2 = 3,18 \text{ Å}$; $\varepsilon_{AB} / K_B = \sqrt{363 \cdot 78,6} = 168,91 \text{ K}$; $K_B T / \varepsilon_{AB} = 323/168,91 = 192,23$. По значению $K_B T / \varepsilon_{AB}$ с помощью табл. 3.3 определяется $\Omega_D = 1,0915$. Тогда бинарный коэффициент диффузии, рассчитанный по формуле (3.34), составляет $D_{AB} = 2,93 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$.

Необходимо отметить, что в работе [94] расчет коэффициента диффузии водяного пара в воздух, отнесенного к градиенту парциального давления водяного пара, осуществляется по формуле Росье

$$D_P = \frac{6,27 \cdot 10^{-6}}{p} \left(\frac{T_{\text{см}}}{273} \right)^{0,8}. \quad (3.39)$$

Так как $D_{AB} = D_P \cdot R_{\text{п}} \cdot T_{\text{см}}$, при условии $T = 323 \text{ K}$ и $p = 0,0981 \text{ МПа}$, $D_{AB} = 3,03 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$.

Результаты расчетов и их сравнение со средним значением экспериментальных данных, равным $2,9 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ при температуре 323 K , приведены в табл. 3.4.

Анализ результатов расчета бинарного коэффициента диффузии для системы «водяной пар – воздух» свидетельствует о достаточно хорошем совпадении среднего экспериментального значения D_{AB} с расчетными, полученными с помощью формул (3.35) и (3.37) и данных [107] по диффузионным объемам, а также по формулам (3.38) и (3.39).

Так как продукты сгорания газообразного топлива представляют собой многокомпонентную среду, то расчет коэффициентов диффузии водяного пара в смесь сухих инертных газов следует осуществлять путем определения бинарных коэффициентов диффузии водяного пара в каждый из компонентов смеси с последующим их усреднением:

$$D_{im} = 1 / \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i'}}^n \frac{y_j}{D_{ij}}, \quad (3.40)$$

где $i = 0$ – диффузионный компонент (водяной пар);

j – компонент смеси сухих инертных газов (CO_2 , N_2 , воздух), в который диффундирует водяной пар, соответственно $j = 1, 2, 3$;

n – количество компонентов смеси сухих инертных газов;

D_{ij} – бинарные коэффициенты диффузии.

Таблица 3.4

Результаты расчетов бинарных коэффициентов диффузии

Номер формулы и источник информации для расчета диффузионных объемов	Расчетное значение $D_{AB} \cdot 10^{-5}$, $\text{м}^2/\text{с}$	Отклонение расчетных данных от среднего значения экспериментальных данных, %
(3.35), [96]	2,4	17,1
(3.36), [96]	2,5	13,7
(3.37), [96]	2,26	23,0
(3.35), [107]	3,13	8,1
(3.36), [107]	3,19	10,1
(3.37), [107]	2,94	1,5
(3.38)	2,93	1,2
(3.39)	3,03	4,3

Учитывая, что мольная доля компонента смеси равна отношению его парциального давления к общему давлению смеси, то есть.

$$y_j = p_j / p, \quad p_j = V_j \cdot p / V,$$

где V_j – объем компонента смеси, $\text{м}^3/\text{м}^3$ топлива, V – общий объем сухих инертных газов, $\text{м}^3/\text{м}^3$ топлива, то

$$y_j = V_j / V = r_j,$$

где r_j – объемная доля сухих продуктов сгорания топлива.

При расчете процесса сгорания газообразного топлива объем сухих газов определяется следующим образом:

$$V_{\text{с.г}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2} + (\alpha - 1)V^0,$$

где V_{CO_2} , V_{N_2} , и V^0 – значения объемов CO_2 , N_2 и воздуха, соответственно, при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, отнесенные к единице расхода топлива, $\text{м}^3/\text{м}^3$ топлива.

Объемные доли сухих продуктов сгорания топлива определяются как

$$\begin{aligned} r_{j=1} &= r_{\text{CO}_2} = V_{\text{CO}_2} / V_{\text{с.г}}; & r_{j=2} &= r_{\text{N}_2} = V_{\text{N}_2} / V_{\text{с.г}}; \\ r_{j=3} &= r_{\text{возд}} = (\alpha - 1) \cdot V^0 / V_{\text{с.г}}. \end{aligned}$$

Формула (3.40) в этом случае имеет вид

$$D_{im} = 1 / \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n \frac{r_j}{D_{ij}}. \quad (3.41)$$

В качестве примера для заданного состава сухих продуктов сгорания газообразного топлива (коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,25$) с $V_{\text{CO}_2} = 0,99 \text{ м}^3/\text{м}^3$, $V_{\text{N}_2} = 7,46 \text{ м}^3/\text{м}^3$, $V_{\text{возд}} = 2,36 \text{ м}^3/\text{м}^3$ определены объемные доли газов: $r_{\text{CO}_2} = 0,0916$, $r_{\text{N}_2} = 0,6901$, $r_{\text{возд}} = 0,2183$ и выполнен расчет бинарных и среднего коэффициентов диффузии при $T = 323 \text{ К}$ и

$p = 0,0981$ МПа. Результаты расчетов по формулам (3.35) и (3.37) с использованием данных [107] по диффузионным объемам, а также по формулам (3.38) и (3.39) приведены в таблице 3.5.

Таблица 3.5

Результаты расчетов коэффициентов диффузии

Коэффициент диффузии	Формула		
	(3.35), [107]	(3.37), [107]	(3.38)
$D_{ij} \cdot 10^5, j = 1$	2,62	2,43	2,11
$D_{ij} \cdot 10^5, j = 2$	3,28	3,04	2,91
$D_{ij} \cdot 10^5, j = 3$	3,13	2,9	2,93
$D_{im} \cdot 10^5, (3.41)$	3,17	2,94	2,82

Расчет коэффициентов диффузии водяного пара в сухие инертные газы можно упростить, если диффузионные объемы и молекулярные массы последних определять по таким формулам:

$$v_{c,\Gamma} = \sum_{j=1}^n r_j \cdot v_j, \quad M_{c,\Gamma} = \sum_{j=1}^n r_j \cdot M_j,$$

где v_j и M_j – диффузионные объемы и молекулярные массы компонентов смеси сухих газов.

Для вышеприведенного состава смеси сухих газов при использовании данных [107] по диффузионным объемам (табл. 3.1) и по молекулярным массам (табл. 3.2) имеем: $v_{c,\Gamma} = 19,22$ см³/моль; $M_{c,\Gamma} = 29,687$ кг/кмоль. Тогда в соответствии, например, с формулой (9.37), в которую вместо v_B и

M_B следует подставить величины $v_{с.г}$ и $M_{с.г}$, бинарный коэффициент диффузии равен $D_{AB} = 2,93 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$. Это значение практически совпадает с ранее найденной величиной $D_{im} = 2,94 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$.

По результатам этого исследования можно сделать вывод о том, что достаточно достоверные данные по коэффициентам диффузии водяного пара в многокомпонентную смесь сухих продуктов сгорания газообразного топлива котельных установок могут быть получены с помощью формул (3.35), (3.37) и (3.38). При этом в формулах (3.35) и (3.37) следует использовать данные [107] по диффузионным объемам. В соответствии с этим при выполнении теплового расчета конденсационной части КВП для расчета коэффициентов диффузии принято уравнение (3.35), в котором v_A и v_B представляют собой соответственно диффузионные мольные объемы водяного пара и сухих продуктов сгорания топлива $v_{п}$ и $v_{с.г}$, а M_A и M_B – молекулярные массы водяного пара и сухих продуктов сгорания топлива $M_{п}$ и $M_{с.г}$.

В блоке 9 (рис.3.1) осуществляется обработка и анализ результатов расчета. В случае необходимости вносятся необходимые коррективы в тепловые и аэродинамические расчеты.

Глава 4

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОНДЕНСАЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА ПОВЕРХНОСТНОГО ТИПА

Как уже отмечалось, одним из этапов разработки математической модели системы «котел–теплоутилизаторы» является создание надежного и достоверного инженерного метода теплового расчета конденсационного теплообменного аппарата поверхностного типа. Для учета реальных представлений об особенностях совместно протекающих процессов теплообмена и массообмена при конденсации водяных паров из продуктов сгорания топлива (парогазовой смеси) необходимо было разработать метод позонного теплового расчета теплообменного аппарата, при котором поверхность теплообмена разделяется на отдельные небольшие участки (зоны), в пределах которых основные параметры тепло- и массообмена принимаются постоянными. Такой тепловой расчет позволяет получать более достоверные данные об изменении вдоль поверхности теплообмена таких параметров как: состав, состояние, скорость движения продуктов сгорания топлива (парогазовой смеси) с большим содержанием инертных газов, температуры на границе раздела фаз и стенки, температурный напор, а также условия теплообмена и массообмена.

Блок-схема позонного теплового расчета КТА представлена на рис. 4.1.

4.1. Формирование исходных данных модели

Формирование исходных данных в блоке 1 (рис. 4.1) осуществляется на основе результатов теплового расчета системы «котел–КВП–КТА». В качестве исходных данных приняты следующие параметры: B – расход топлива; p – общее давление продуктов сгорания топлива; $\vartheta_{y_{x_1}}$ – температура продуктов сгорания топлива на входе в КТА; $\vartheta_{y_{x_2}}$ – температура продуктов сгорания топлива на выходе из КТА; $t_{x.вод}$ – температура холодной воды; $M_{п}$, $M_{с.г.}$ – молекулярные массы водяного пара и сухих газов; $d_{вх}$ и d_{yx} – влагосодержания продуктов сгорания топлива на входе и выходе КТА;

$Q_{\text{КТА}}$ – количество теплоты, необходимое для нагрева воды в КТА; $\Delta p_{\text{вод}}$ – допустимый перепад давления водяного тракта.

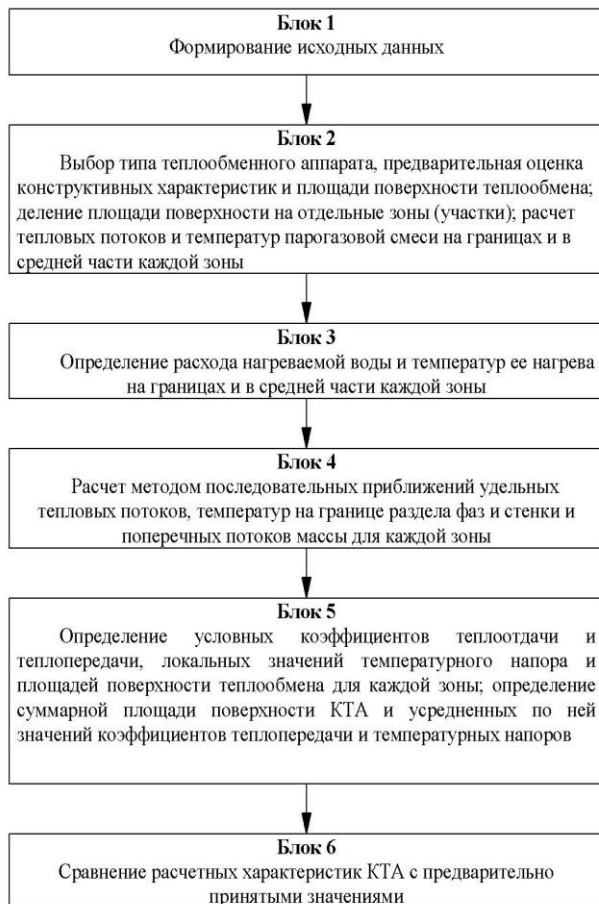


Рисунок 4.1 – Блок-схема позонного теплового расчета КТА

4.2. Выбор типа теплообменного аппарата в качестве объекта моделирования

При разработке математической модели КТА важным этапом является выбор наиболее эффективного типа теплоутилизационного устройства (блок 2, рис. 4.1). Это обусловлено необходимостью обеспечения высокой компактности, низкой материалоемкости, высокой надежности, антикоррозийной стойкости, низких капитальных и эксплуатационных затрат и т. п. В настоящее время за рубежом и в Украине в качестве конденсационных теплоутилизаторов используются теплообменные аппараты рекуперативного типа. Поверхности теплообмена таких аппаратов формируются в виде пучков труб с вертикальным и горизонтальным расположением, а также змеевиков. При этом используются гладкие трубы, оребренные трубы, трубы с различными интенсификаторами теплообмена. Перспективными поверхностями теплообмена являются также пластинчатые элементы, термосифоны, тепловые трубы и т. п.

Так как выбор скоростей движения теплоносителей и критериальных уравнений для определения коэффициентов теплоотдачи зависит от конструкции теплообменного аппарата, то в блоке 2 (рис. 10.1), прежде всего, необходимо рассчитать в соответствии с уравнением теплообмена его площадь поверхности $H_{\text{КТА}}$, по формуле

$$H_{\text{КТА}} = \frac{B \cdot Q_{\text{КТА}}}{K_{\text{КТА}} \cdot \Delta t}, \quad (4.1)$$

где $K_{\text{КТА}}$ – коэффициент теплопередачи, который может быть предварительно принят равным $(350 \div 400)$ Вт/м²°С;

Δt – средний температурный напор, который рассчитывается по входным и выходным значениям температур парогазовой смеси и нагреваемой воды в КТА по методу, приведенному в [118]. При этом конечная температура воды в случае противотока принимается ниже температуры смеси на входе в КТА на величину ее недогрева, которую можно ориентировочно принять равной $6 \div 8$ °С (см. гл. 2);

$Q_{\text{КТА}}$ – суммарное количество теплоты, передаваемое от парогазовой смеси к поверхности теплообмена, которое в первом приближении может быть определено с помощью уравнения (2.29).

При выполнении позонного теплового расчета КТА $Q_{\text{КТА}}$ определяется на основании его теплового баланса, составленного с учетом условий конденсации водяных паров из парогазовой смеси для отдельных участков с последующим их суммированием.

Суммарное количество теплоты определяется по формуле

$$Q_{\text{КТА}} = \sum_{i=1}^n Q_i, \quad (4.2)$$

где i – номер участка, $i = 1, 2, 3, \dots, n$; n – количество расчетных участков;

Q_i – количество теплоты, передаваемое поверхности теплообмена на каждом (i -том) участке КТА, которое определяется из уравнения теплового баланса

$$Q_i = \varphi \cdot (Q_{ai} + Q_{bi} + Q_{ci}), \quad (4.3)$$

где φ – коэффициент сохранения теплоты в КТА;

Q_{ai} – количество теплоты, передаваемое поверхности теплообмена при конденсации водяного пара и охлаждении конденсата;

Q_{bi} – количество теплоты, передаваемое поверхности теплообмена при охлаждении неконденсирующихся газов;

Q_{ci} – количество теплоты, передаваемое поверхности теплообмена при охлаждении несконденсировавшегося пара.

Величины Q_{ai} , Q_{bi} , Q_{ci} определяются по формулам

$$Q_{ai} = \Delta G_{\text{к}} \left[r_i + c_{\text{к}i} \left(\vartheta_{\text{см}j}^{\text{ВХ}} - \vartheta_{\text{см}j}^{\text{ВЫХ}} \right) \right]; \quad (4.4)$$

$$Q_{bi} = G_{c.г} \cdot c_{p_{c.г}i} \left(\vartheta_{cm_j}^{BX} - \vartheta_{cm_j}^{ВЫХ} \right); \quad (4.5)$$

$$Q_{ci} = G_{п_j}^{ВЫХ} \cdot c_{p_{п_i}} \left(\vartheta_{cm_j}^{BX} - \vartheta_{cm_j}^{ВЫХ} \right), \quad (4.6)$$

где r_i – удельная теплота парообразования;

$c_{к_i}$ – удельная массовая теплоемкость конденсата;

$\vartheta_{cm_j}^{BX}$, $\vartheta_{cm_j}^{ВЫХ}$ – температуры парогазовой смеси на входе и выходе

i -того участка;

$G_{c.г}$ – массовый расход сухих (неконденсирующихся) газов, который определяется по формуле (2.32);

$c_{p_{c.г}i}$ – удельная массовая теплоемкость сухих газов при температуре ϑ_{cm_i} ;

$G_{п_j}^{ВЫХ}$ – массовый расход пара в конце каждого участка КТА;

$c_{p_{п_i}}$ – удельная массовая теплоемкость пара при температуре ϑ_{cm_i} ;

j – номер конечной границы участка, $j = 1, 2, 3, \dots, n-1$;

ΔG_k – массовый расход конденсирующегося водяного пара на участке КТА, который определяется как

$$\Delta G_k = \frac{G_k}{n}, \quad (4.7)$$

где G_k – массовый расход конденсирующегося водяного пара в КТА, рассчитываемый по формуле (2.34).

Так как в КТА на входе и выходе имеет место 100% относительная влажность, то влагосодержание газов можно определить с помощью формулы, аналогичной формуле (2.5), $d = M_{п} \cdot p_{п} / M_{c.г} \cdot (p - p_{п})$, тогда

$$G_k = G_{c.г} \frac{M_{п}}{M_{c.г}} \left(\frac{p_{п}^{BX}}{p - p_{п}^{BX}} - \frac{p_{п}^{yx}}{p - p_{п}^{yx}} \right), \quad (4.8)$$

где $p_{\Pi}^{\text{BX}}, p_{\Pi}^{\text{YX}}$ – парциальные давления водяного пара на входе и выходе КТА при соответствующих температурах парогазовой смеси $\vartheta_{\text{CM}}^{\text{BX}}, \vartheta_{\text{CM}}^{\text{ВЫХ}}$.

Распределение суммарного количества конденсирующегося водяного пара предлагается осуществлять таким образом, чтобы оно постоянно уменьшалось вдоль поверхности теплообмена [94]. Связано это с тем, что по мере конденсации водяного пара относительное содержание неконденсирующихся газов увеличивается и температура смеси меняется интенсивнее.

Выполненные предварительные расчеты свидетельствуют о вполне приемлемом варианте равномерного распределения G_{K} по зонам КТА.

Массовый расход конденсирующегося пара на входе в КТА определяется по формуле

$$G_{\text{K}}^{\text{BX}} = G_{\text{C.Г}} \frac{M_{\Pi}}{M_{\text{C.Г}}} \cdot \frac{p_{\Pi}^{\text{BX}}}{p - p_{\Pi}^{\text{BX}}} . \quad (4.9)$$

Массовые расходы конденсирующегося пара в средней части и на границах участков рассчитываются как

$$\begin{aligned} G_{\text{K}_i} &= G_{\text{K}}^{\text{BX}} - (i - 0,5) \cdot \Delta G_{\text{K}}; \\ G_{\text{K}_j} &= G_{\text{K}}^{\text{BX}} - j \cdot \Delta G_{\text{K}} \end{aligned} . \quad (4.10)$$

Точность расчета позволяет повысить принятие в качестве расчетных средних значений параметров каждого участка [243].

Массовые содержания неконденсирующихся газов $\varepsilon_{\Gamma_i}, \varepsilon_{\Gamma_j}$ в парогазовой смеси в средней части и на границах участков определяются по формулам

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\Gamma_j} &= 1 / \left(1 + \frac{R_{\Pi}}{R_{\text{C.Г}}} \cdot \frac{G_{\text{K}_j}}{G_{\text{C.Г}}} \right); \\ \varepsilon_{\Gamma_i} &= 1 / \left(1 + \frac{R_{\Pi}}{R_{\text{C.Г}}} \cdot \frac{G_{\text{K}_i}}{G_{\text{C.Г}}} \right). \end{aligned} \quad (4.11)$$

По значениям парциальных давлений, рассчитанных по уравнениям $p_{п_i} = p \cdot (1 - \varepsilon_{г_i})$ и $p_{п_j} = p \cdot (1 - \varepsilon_{г_j})$, с помощью компьютерной программы “Rosa” определяются температуры насыщения, которые в дальнейшем принимаются равными температурам парогазовой смеси в средней части участка $\vartheta_{см_i}$ и на границах участка $\vartheta_{см_j}$.

4.3. Метод определения расхода воды и температур ее нагрева

Расход нагреваемой воды в блоке 3 (рис. 4.1) определяется в соответствии с формулой (2.40) $G_{\text{вод}} = B \cdot Q_{\text{КТА}} / c_{\text{вод}} \cdot (t_{г.\text{вод}} - t_{х.\text{вод}})$.

Как правило, в качестве исходных данных задается температура воды на входе в КТА $t_{х.\text{вод}}$. Поэтому расчет температур по зонам КТА выполняется в такой последовательности: вначале определяется температура нагрева воды на границах участков по формуле

$$t_{\text{вод}_j} = t_{х.\text{вод}} + \frac{B \cdot (Q_{\text{КТА}} - \sum_{i=1}^n Q_i)}{c_{\text{вод}} \cdot G_{\text{вод}}}, \quad (4.12)$$

а затем находится температура нагрева воды в средней части каждого участка по формуле $t_{\text{вод}_i} = \left(t_{\text{вод}_j}^{\text{вх}} + t_{\text{вод}_j}^{\text{ух}} \right) / 2$.

4.4. Метод расчета удельных тепловых и массовых потоков, температур на границе раздела фаз и стенки поверхности теплообмена

Так как плотность теплового потока q , коэффициент массоотдачи водяного пара в газовой фазе, отнесенный к градиенту парциальных давлений, β_p и коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности конденсатной

пленки к стенке $\alpha_{пл}$ зависят от неизвестных температур на границе раздела фаз $t_{гр}$ и стенки $t_{ст}$, то их значения определяются в блоке 4 (рис. 4.1) методом последовательных приближений.

Необходимо отметить, что существуют различные методы и подходы к решению поставленной задачи.

Например, авторами работы [94], используется уравнение вида

$$q = \beta_P \cdot \Delta i \cdot (p_{п} - p_{гр}) = \alpha_{пл} \cdot \Delta t_{пс} = (t_{ст} - t_{вод}) / (1/\alpha_{вод} + R_{ст} + R_3) \quad , \quad (4.13)$$

где Δi – теплота фазового перехода с учетом перегрева пара, $\Delta i = r + c_{p_{п}} (\vartheta_{см} - t_S)$, где t_S – температура насыщения водяного пара;

$p_{гр}$ – парциальное давление водяных паров на границе раздела фаз;

$\Delta t_{пс}$ – температурный напор «пар – стенка», который находится как $\Delta t_{пс} = t_{гр} - t_{ст}$;

$\alpha_{вод}$ – коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемой воде;

$R_{ст}, R_3$ – соответственно термические сопротивления теплопроводности стенки и загрязнений.

В связи с тем, что содержание в паре инертного газа относительно небольшое ($\varepsilon_{г} = 0,01 \div 0,2$), в своих расчетах авторы [94] пренебрегли теплотой, передаваемой конвекцией от парогазовой смеси к пленке конденсата и теплотой охлаждения конденсата в связи с их незначительностью по сравнению с теплотой фазового перехода. В продуктах же сгорания газообразного топлива котельных установок доля неконденсирующихся газов велика ($\varepsilon_{г} = 0,83 \div 0,95$), поэтому в расчетах необходимо учитывать конвективный теплообмен между парогазовой смесью и пленкой конденсата. В то же время в конденсационной зоне КТА водяной пар находится в насыщенном состоянии и его перегревом можно пренебречь.

Учитывая сложность определения коэффициентов массоотдачи, авторами [94] для этой цели было использовано критериальное уравнение, по-

лученное на основе экспериментального исследования массообмена в шахматном пучке труб с диаметром 19 мм, расположенных с относительными поперечными и продольными шагами соответственно $\sigma_1 = 1,475$ и $\sigma_2 = 1,275$, а также формула Росье для определения коэффициента массоотдачи (9.39).

Это критериальное уравнение имеет вид:

$$Nu_D = a_1 \cdot Re^{0.5} \Pi_g^{-1/3} \varepsilon_r^{-0.6}, \quad (4.14)$$

где Nu_D – диффузионный критерий Нуссельта, $Nu_D = \beta_P \cdot d / D_P$,

где d – диаметр трубы, мм;

a_1 – постоянный множитель, при $Re \geq 350$ $a_1 = 0,82$, при $Re < 75$ $a_1 = 0,52$ (для третьего ряда пучка труб);

Re – число Рейнольдса, определяемое по скорости движения w_{cm} на входе в теплообменный аппарат; $Re = w_{cm} \cdot \rho_{cm} / g \cdot \mu_{cm}$, где μ_{cm} – коэффициент динамической вязкости смеси;

Π_g – параметр, учитывающий влияние поперечного потока массы на поле парциальных давлений пара, который определяется как $\Pi_g = (p_{п} - p_{гр}) / p$.

В процессе решения уравнения (4.13), авторами работы [94] получены следующие зависимости:

$$q = C_1 (p_{п} - p_{гр})^{2/3}, \quad (4.15)$$

$$q = C_2 (t_{гр} - t_{вод}), \quad (4.16)$$

$$\Delta t_{п.с} = C \cdot q^{8,7}. \quad (4.17)$$

В этих уравнениях C_1 и C_2 – постоянные коэффициенты, полученные в результате решения уравнений (4.13) – (4.16); C – вспомогательный комплекс $C = f(\lambda_k, \rho_k, r, \mu_k, \rho_{п})$, который в работе [94] представлен в графическом и аналитическом видах.

Для расчета плотности теплового потока q , удовлетворяющей уравнениям (4.15)–(4.17), определение температур $t_{\text{ст}}$ и $t_{\text{гр}}$ осуществляется методом последовательных приближений: задаваясь температурой стенки, по формуле (4.16) определяется величина q . Далее, путем задания температурного напора $\Delta t_{\text{п.с}}$, определяется комплекс C и уточняется величина $\Delta t_{\text{п.с}}$ по формуле (4.17). После этого находится температура на границе раздела фаз $t_{\text{гр}} = t_{\text{ст}} + \Delta t_{\text{п.с}}$ и по таблице водяного пара на кривой насыщения [118] определяются парциальные давления $p_{\text{гр}}$. С помощью зависимости (4.16) при известном значении $p_{\text{п}}$ находится новая величина плотности теплового потока q' . Затем, повторяя расчет при других значениях $t_{\text{ст}}$ и $\Delta t_{\text{п.с}}$, определяются искомые значения $t_{\text{ст}}$ и q , а затем $\Delta t_{\text{п.с}}$, $t_{\text{гр}}$, $p_{\text{гр}}$.

Основным недостатком описанного в [94] метода расчета является то, что этот метод базируется на ограниченном экспериментальном материале и при других условиях теплообмена может быть использован только для приближенных расчетов. Кроме того при создании компьютерных программ для расчетов по этому методу достаточно громоздкими и неудобными являются операции с определением комплекса C , парциальных давлений, а также с графическими построениями.

В работе [96] предложен несколько иной подход к поиску значений температур на границе раздела фаз $t_{\text{гр}}$ методом последовательных приближений. В нем предполагается, что если на границе раздела фаз установлено термодинамическое равновесие, определение $t_{\text{гр}}$ может быть упрощено путем использования зависимости парциального давления от температуры для водяного пара на кривой насыщения $p_s = f(t_s)$ [118]. В этом случае решение задачи может быть осуществлено с помощью двух уравнений: (3.10) и

$$\begin{aligned} \beta_P \cdot r \cdot (p_{\text{п}} - p_{\text{гр}}) + \alpha_{\text{г}} (\vartheta_{\text{см}} - t_{\text{гр}}) &= K' \cdot (t_{\text{гр}} - t_{\text{вод}}) = \\ &= K \cdot (\vartheta_{\text{см}} - t_{\text{вод}}) \end{aligned} \quad (4.18)$$

где α_{Γ} – коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности пленки конденсата, который определяется по известным зависимостям [96, 118, 134];

K – общий эффективный коэффициент теплопередачи;

K' – коэффициент теплопередачи от пленки конденсата к охлаждающей воде, который определяется по формуле

$$K' = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{вод}}} + R_{\text{ст}} + R_3 + \frac{1}{\alpha_{\text{пл}}} \right)^{-1}. \quad (4.19)$$

Коэффициент массоотдачи определяется, если справедлива аналогия между теплообменом и массообменом, по формуле

$$\beta_p = \frac{\alpha_{\Gamma}}{c_{p_{\text{см}}} \cdot p_{\text{ср}}} \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{см}}} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_D} \right)^{2/3}, \quad (4.20)$$

где $M_{\text{см}}$ – средняя молекулярная масса парогазовой смеси, которая определяется как $M_{\text{см}} = M_{\text{с.г}} \cdot \varepsilon_{\Gamma} + M_{\text{п}}(1 - \varepsilon_{\Gamma})$; $p_{\text{ср}}$ – движущая сила массообмена, которая определяется по формуле (3.16).

В соответствии с этим методом по уравнению (4.18) определяется только одна зависимость $p_{\Gamma} = f(t_{\Gamma})$ и совместное решение уравнений (3.10) и (4.18) дает возможность однозначно определить температуру на границе раздела фаз t_{Γ} . После определения t_{Γ} на основании равенства $K' \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{вод}}) = K \cdot (\vartheta_{\text{см}} - t_{\text{вод}})$ находится произведение $K \cdot (\vartheta_{\text{см}} - t_{\text{вод}})$ и строится график зависимости $1 / K \cdot (\vartheta_{\text{см}} - t_{\text{вод}}) = f(Q)$. Затем путем графического интегрирования этой зависимости определяется искомая площадь поверхности теплообмена $H_{\text{КТА}}$.

Недостатком этого метода является то, что позонный расчет теплообменного аппарата ведется не по средним, а по конечным параметрам парогазовой смеси, задаваемым на границах участков. Как известно, в качестве определяющей температуры при расчетах теплообмена обычно принимает-

ся средняя температура на участке. Кроме этого, коэффициент теплопередачи K' имеет постоянное значение для всех участков. Определение температур на границах раздела фаз $t_{гр}$, как и в предыдущем методе, и общая площадь поверхности теплообмена осуществляются графическим способом, что усложняет создание компьютерных программ для выполнения этих тепловых расчетов.

Учитывая вышеизложенное, а также недостатки описанных методов, был разработан следующий вариант метода позонного теплового расчета КТА. Определение плотности теплового потока q , неизвестных температур на границе раздела фаз $t_{гр}$ и стенки $t_{ст}$ в каждой из зон КТА осуществляется методом последовательных приближений с помощью уравнения (3.10) и зависимости

$$q_i = \beta_{P_i} \cdot \left[r_i + c_{K_i} \left(\vartheta_{см_j}^{вх} - \vartheta_{см_j}^{вых} \right) \right] \cdot (p_{п_i} - p_{гр_i}) + \alpha_{Г_i} (\vartheta_{см_i} - t_{гр_i}) = K'_i \cdot (t_{гр_i} - t_{вод_i}). \quad (4.21)$$

Коэффициент теплопередачи от пленки конденсата к охлаждающей воде K'_i может быть найден с помощью формулы (4.19). При этом термическое сопротивление теплопроводности $R_{ст} = \delta_{ст} / \lambda_{ст}$ определяется в зависимости от материала, используемого для изготовления трубы, термическое сопротивлений загрязнений R_3 принимается по данным, приведенным в [25, 62, 94, 96].

Коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности пленки конденсата $\alpha_{Г}$ в зависимости от режима движения смеси и компоновки поверхности теплообмена определяется по известным из литературных источников уравнениям, например, [96, 118, 131]. При этом коэффициент теплопроводности $\lambda_{см}$, коэффициент кинематической вязкости $\nu_{см}$, плотность $\rho_{см}$ и удельная массовая теплоемкость $c_{p_{см}}$ парогазовой смеси вычисляются при средних температурах на участках КТА $\vartheta_{см_i}$.

Например, для шахматного пучка, составленного из гладких труб, он определяется по формуле [118]

$$\alpha_r = 0,36 \cdot C_S \cdot C_Z \frac{\lambda_{cm}}{d} \cdot \left(\frac{w_{cm} \cdot d}{v_{cm}} \right)^{0,6} Pr_{cm}^{0,33}, \quad (4.22)$$

где C_S и C_Z – коэффициенты, зависящие от геометрии поверхности теплообмена и определяемые формулам, рекомендуемым в [118];

λ_{cm} – коэффициент теплопроводности смеси, определяемый таким образом: $\lambda_{cm} = \sum_{i=1}^n r_i \cdot \lambda_i \cdot M_i^{1/3} / \sum_{i=1}^n r_i \cdot M_i^{1/3}$, где r_i – объемная доля компонента смеси, λ_i – коэффициент теплопроводности компонента смеси, M_i – молекулярная масса компонента смеси;

w_{cm} – скорость движения смеси в узком сечении трубного пучка, которая определяется как $w_{cm} = G_{cm} \cdot (\vartheta_{cm} + 273) / f_1 \cdot \rho_{cm} \cdot 273$, где $G_{cm} = G_{c.g} + G_k$, f_1 – живое сечение для прохода газов, которое находится в соответствии с рекомендациями [118];

v_{cm} – кинематический коэффициент вязкости смеси, который определяется по формуле $v_{cm} = \sum_{i=1}^n r_i \cdot v_i \cdot M_i^{0,5} / \sum_{i=1}^n r_i \cdot M_i^{0,5}$, где v_i – кинематический коэффициент вязкости компонента смеси;

Pr_{cm} – число Прандтля, которое равно $Pr_{cm} = v_{cm} c_{p_{cm}} \rho_{cm} / \lambda_{cm}$, где $c_{p_{cm}}$ – удельная массовая теплоемкость смеси, которая определяется как

$$c_{p_{cm}} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot c_{pi}, \text{ где } q_i \text{ – массовая доля компонента смеси, } q_i = r_i / \rho_{cm_i},$$

$$\rho_{cm_i} = \sum_{i=1}^n r_i \cdot \rho_i, \quad \rho_i = \rho_0 \cdot 273 / (\vartheta_{cm} + 273), \text{ где } \rho_0 \text{ – плотность компонента смеси при нормальных физических условиях.}$$

При этом коэффициент теплопроводности λ_{cm} , коэффициент кинематической вязкости v_{cm} , плотность ρ_{cm} и удельная массовая теплоемкость

$c_{p_{см}}$ парогазовой смеси вычисляются при средних температурах на участках КТА $\vartheta_{см_i}$.

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к нагреваемой воде $\alpha_{вод}$, входящий в формулу (4.17), в зависимости от режима движения воды также определяется по формулам из [96, 118, 131]. Например, при турбулентном режиме движения воды ($Re_{вод} > 10^4$) для его расчета можно воспользоваться формулой

$$\alpha_{вод} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{вод}}{d} \cdot \left(\frac{w_{вод} \cdot d}{\nu_{вод}} \right)^{0,8} Pr_{вод}^{0,4} C_t \cdot C_\ell \cdot C_k, \quad (4.23)$$

где $\lambda_{вод}$ – коэффициент теплопроводности воды;

$\nu_{вод}$ – кинематический коэффициент вязкости воды;

$Pr_{вод}$ – число Прандтля для воды;

C_t, C_ℓ, C_k – поправки, которые находятся в соответствии с рекомендациями, приведенными в [118].

Скорость движения воды может быть принята в соответствии с рекомендациями [118] равной $0,5 \div 0,8$ м/с.

Она может быть также определена из условия обеспечения заданного значения гидравлического сопротивления водяного тракта по формуле

$$w_{вод} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_{вод_1} \cdot (\bar{t}_{ст} - \bar{t}_{вод}) \cdot \Delta P_{вод}}{c_{вод} \cdot (t_{г.вод} - t_{х.вод}) \cdot \rho_{вод}^2 \cdot \xi_{вод}}},$$

где $\alpha_{вод_1}$ – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к нагреваемой воде, величину которого можно предварительно принять равной $(2000 \div 2500)$ Вт/м²К;

$\bar{t}_{ст}$ – средняя температура стенки трубы, $\bar{t}_{ст} = (\vartheta_{см}^{cp} + t_{вод}^{cp}) / 2$, где $\vartheta_{см}^{cp} = (\vartheta_{см}^{вх} + \vartheta_{см}^{вых}) / 2$, $t_{вод}^{cp} = (t_{г.вод} + t_{х.вод}) / 2$;

$\rho_{\text{вод}}$ – плотность воды при средней температуре $t_{\text{вод}}^{\text{ср}}$;

$\xi_{\text{вод}}$ – коэффициент гидравлического сопротивления единицы длины трубы, который может быть принят равным $0,03 \div 0,05$ с последующей проверкой по формуле $\xi_{\text{вод}} = (1,82 \ln \text{Re}_{\text{вод}} - 1,64)^{-2} (\text{Pr}_{\text{ст}} / \text{Pr}_{\text{вод}})^{1/3}$, где $\text{Re}_{\text{вод}} = w_{\text{вод}} \cdot d_{\text{вн}} / \nu_{\text{вод}}$, где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы; $\text{Pr}_{\text{ст}}$ – число Прандтля для воды при средней температуре стенки трубы.

Так как параметры воды в расчетном диапазоне изменения ее температуры меняются незначительно, то скорость ее движения можно принять постоянной.

В области переходного режима теплообмена надежные зависимости для расчета коэффициентов теплоотдачи отсутствуют и в этом случае используются приближенные формулы. Например, в [96] предлагается критериальное уравнение следующего вида: $\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,008 \cdot \text{Re}_{\text{ж}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43}$.

Эта формула справедлива при $2300 \leq \text{Re}_{\text{ж}} \leq 7000$. Существуют и другие аналогичные зависимости, например, приведенные в [106, 108]. Ламинарный режим движения воды в КТА маловероятен.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{пл}}$ для горизонтально расположенных пучков труб определяется по формуле $\alpha_{\text{пл}} = C_W \alpha_{\text{н}}$, где C_W – коэффициент, учитывающий эффект движения парогазовой смеси, который может быть найден с помощью рекомендаций, изложенных в [94, 134]; $\alpha_{\text{н}}$ – коэффициент теплоотдачи при конденсации медленно движущегося пара, который определяется по формуле

$$\alpha_{\text{н}} = 0,728 \cdot 4 \sqrt{\frac{g \cdot \rho_{\text{к}}^2 \cdot \lambda_{\text{к}}^3 \cdot r}{\mu_{\text{к}} \cdot d \cdot \Delta t_{\text{п.с}}}}, \quad (4.24)$$

где $\rho_{\text{к}}$ – плотность конденсата при $\vartheta_{\text{см}_i}$;

$\lambda_{\text{к}}$ – коэффициент теплопроводности конденсата при $\vartheta_{\text{см}_i}$;

μ_k – коэффициент динамической вязкости конденсата при ϑ_{cm_i} ;

$\Delta t_{п.с}$ – температурный напор «пар – стенка».

Следует отметить, что при конденсации чистого пара температурный напор «пар – стенка» составлял бы $\Delta t_{п.с} = t_s - t_{ст}$. Однако, в связи с тем, что конденсация водяного пара осуществляется из парогазовой смеси, необходимо принимать $\Delta t_{п.с} = t_{гр} - t_{ст}$. Так как значения температур пара на границе раздела фаз $t_{гр}$ и стенки $t_{ст}$ неизвестны, то в первом приближении для продуктов сгорания газообразного топлива следует принимать $\Delta t_{п.с} = 2^\circ\text{C}$.

Учет эффекта движения парогазовой смеси предлагается осуществлять по следующему уравнению [94]:

$$C_w = \alpha_{пл} / \alpha_n = 28,3 \cdot \Pi_d^{0,08} (\alpha_n d / \lambda_k)^{-0,5},$$

где Π_d – параметр, учитывающий дополнительное воздействие потока смеси на коэффициент теплоотдачи, который определяется по формуле

$\Pi_d = w_{см.вх}^2 \cdot \rho_{см} / g \cdot d \cdot \rho_k$, где $w_{см.вх}$ – скорость движения парогазовой смеси на входе в участок (без учета загромождения сечения трубами).

Если в результате расчета величина $C_w < 1,0$, то C_w принимается равной 1,0.

Коэффициент массоотдачи β_p , входящий в уравнения (4.13), (4.18), (4.21), может быть определен на основе аналогии между теплообменом и массообменом с помощью критериальных уравнений, полученных в результате обобщения экспериментальных данных, приведенных в [8, 25, 92, 102] или с использованием уравнений (3.15) и (3.16). Это обусловлено небольшой величиной плотности поперечного потока массы в парогазовой смеси с большим содержанием неконденсирующихся газов.

Обобщение экспериментальных данных осуществляется с помощью критериального уравнения вида

$$\text{Nu}_D = f(\text{Re}, \text{Pr}_D, \Pi_g, \varepsilon_r, R_{п} / R_r). \quad (4.25)$$

Используя формулу для определения коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании шахматного пучка труб при $Re_{\text{жд}} = 10^3 \div 10^5$ [133]

$$Nu_{\text{жд}} = 0,41 \cdot Re_{\text{жд}}^{0,6} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,33} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \varepsilon_i \cdot C_S, \quad (4.26)$$

а также результаты обработки экспериментальных данных многих исследований по конденсации водяных паров из парогазовых смесей при отношении $\varepsilon_r / \Pi_g \geq 3$ и параметре проницаемости $b(D, T) \leq 0,2$, представленных в [134] в виде обобщенной зависимости $Nu_D / Nu_{D_0} = 0,71 \cdot \varepsilon_r^{-0,9} \Pi_g^{-0,1}$, где Nu_{D_0} – диффузионный критерий Нуссельта, определяемый по аналогии с тепловым критерием Нуссельта, $\bar{Nu}_{D_0} = \bar{Nu}_{\text{жд}}$, можно получить следующее уравнение:

$$Nu_D = 0,29 \cdot Re_{\text{жд}}^{0,6} Pr_D^{0,33} \varepsilon_r^{-0,9} \Pi_g^{-0,1} \cdot \left(\frac{R_{\text{п}}}{R_{\text{с.г}}} \right)^{-0,1} C_S. \quad (4.27)$$

В формулах (4.26) и (4.27) приняты следующие обозначения: $\bar{Nu}_{\text{жд}}$ – тепловой критерий Нуссельта; $Re_{\text{жд}}$ – число Рейнольдса, которое определяется по скорости движения парогазовой смеси в самом узком сечении пучка труб; $Pr_{\text{ж}}, Pr_{\text{ст}}$ – соответственно числа Прандтля парогазовой смеси при температурах в ядре потока и у стенки; ε_i – поправочный коэффициент, учитывающий расположение ряда труб в пучке, для третьего и последующих рядов $\varepsilon_i = 1$; C_S – поправка на влияние относительных шагов расположения труб в пучке; $(R_{\text{п}}/R_{\text{с.г}})^{-0,1}$ – поправка, предложенная Л.Д. Берманом [93]. В связи с небольшой разностью температур потока и стенки множитель $(Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25}$ можно принять равным 1.

Результаты расчетов, выполненных по формулам (4.20) и (4.27), достаточно хорошо совпадают.

Система уравнений (4.21) и (3.10) является замкнутой. Совместное их решение дает возможность определить $t_{гр}$ и плотность теплового потока q . После этого определяется температура стенки $t_{ст}$ по уравнению

$$t_{ст_i} = t_{вод_i} + \Psi \cdot q_i \cdot (1/\alpha_{вод_i} + R_{ст} + R_3), \quad (4.28)$$

где Ψ – коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева.

Далее проверяется значение $\Delta t_{п.с} = t_{гр} - t_{ст}$. Как правило, оно не очень отличается от ранее принятой величины $\Delta t_{п.с} = 2^\circ\text{C}$. Если же отличие существенное, необходимо провести корректировку расчета $\alpha_{пл_i}$.

Плотность поперечного потока массы определяется по уравнению

$$q_{P_i} = \beta_{P_i} (p_{п_i} - p_{гр_i}). \quad (4.29)$$

4.5. Метод определения теплотехнических характеристик конденсационного теплообменного аппарата

После расчета β_P , $t_{гр}$, для каждого участка КТА в блоке 5 (рис. 4.1) определяются условные коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{усл_i}$, теплопередачи K_i и средние температурные напоры $\overline{\Delta t_i}$.

Условный коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к стенке поверхности теплообмена определяется по формуле

$$\alpha_{усл_i} = \left\{ \frac{1}{\beta_{P_i} \left[r_i + c_{к_i} \left(\vartheta_{см_j}^{вх} - \vartheta_{см_j}^{ух} \right) \right] \frac{p_{п_i} - p_{гр_i}}{\vartheta_{см_i} - t_{гр_i}} + \alpha_{г_i}} + \frac{1}{\alpha_{пл_i}} \right\}^{-1}. \quad (4.30)$$

Общий условный коэффициент теплопередачи от парогазовой смеси к нагреваемому теплоносителю рассчитывается так

$$K_i = \frac{\Psi}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{усл}_i}} + R_{\text{ст}} + R_3 + \frac{1}{\alpha_{\text{вод}_i}} \right)}, \quad (4.31)$$

Средний температурный напор определяется по формуле

$$\bar{\Delta t}_i = \frac{\Delta t_{\bar{\theta}_i} - \Delta t_{\text{м}_i}}{\ln(\Delta t_{\bar{\theta}_i} / \Delta t_{\text{м}_i})}, \quad (4.32)$$

где $\Delta t_{\bar{\theta}_i} = \vartheta_{\text{см}_j}^{\text{вх}} - t_{\text{вод}_j}^{\text{вых}}, \quad \Delta t_{\text{м}_i} = \vartheta_{\text{см}_j}^{\text{вх}} - t_{\text{вод}_j}^{\text{вх}}.$

Площадь поверхности теплообмена в каждой зоне определяется по формуле

$$H_i = B \cdot Q_i / K_i \cdot \bar{\Delta t}_i. \quad (4.33)$$

Суммарная площадь поверхности теплообмена находится как

$$H_{\text{КТА}} = \sum_{i=1}^n H_i. \quad (4.34)$$

В случае если поверхность теплообмена КТА сформирована из пучка труб с оребрением, то для каждого его участка расчет коэффициентов теплоотдачи осуществляется по методу, приведенному в [118]. В соответствии с этим коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к стенке поверхности теплообмена определяется по формуле

$$\alpha_{\text{лгр}} = \left(\frac{H_{\text{тр}}}{H} + \frac{H_{\text{рб}}}{H} \cdot E \cdot \mu \cdot \varphi_e \right) \cdot \alpha_1, \quad (4.35)$$

где H – полная поверхность оребренной стороны трубы, $H = H_{\text{тр}} + H_{\text{рб}}$, где $H_{\text{тр}}$ – поверхность труб, не занятая ребрами, включая гладкотрубные участки, $H_{\text{рб}}$ – поверхность ребер;

E – коэффициент эффективности ребра, который находится как $E = th(m \cdot h_{\text{рб}}) / (m \cdot h_{\text{рб}})$, где m – параметр, который равен $m = \sqrt{2 \cdot \alpha_{\Gamma} / \delta_{\text{рб}} \cdot \lambda_{\text{рб}}}$, $h_{\text{рб}}$ – высота ребра, $\delta_{\text{рб}}$ – толщина ребра, $\lambda_{\text{рб}}$ – коэффициент теплопроводности материала ребра;

μ – коэффициент, учитывающий влияние утолщения литых ребер к основанию;

$\varphi_{\text{е}}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность теплоотдачи по поверхности ребра, $\varphi_{\text{е}} = 1 - 0,058 \cdot m \cdot h_{\text{рб}}$.

Отношение поверхностей $\frac{H_{\text{тр}}}{H}$ вычисляется как

$$\frac{H_{\text{тр}}}{H} = \frac{1}{\psi_{\text{рб}}} \cdot \left(1 - \frac{\delta_{\text{рб}}}{S_{\text{рб}}} \right), \text{ где } \psi_{\text{рб}} - \text{коэффициент оребрения, который равен}$$

отношению полной поверхности пучка к поверхности несущих труб на оребренном участке $\psi_{\text{рб}} = \frac{1}{2 \cdot d \cdot S_{\text{рб}}} \cdot (D_{\text{рб}}^2 - d^2 + 2 \cdot D_{\text{рб}} \cdot \delta_{\text{рб}}) + 1 - \frac{\delta_{\text{рб}}}{S_{\text{рб}}}$, где

$D_{\text{рб}}$ – диаметр ребра.

Учитывая вышеприведенное, в формулах (4.20), (4.21) и (4.30) необходимо заменить α_{Γ} на α_{IIP} . С целью учета эффекта оребрения формулы (4.19) и (4.31) необходимо также видоизменить. Для расчета общего коэффициента теплопередачи от парогазовой смеси к нагреваемой воде предлагается использовать следующую зависимость [118]:

$$K = \psi \cdot \alpha_{\text{IIP}} / (1 + \alpha_{\text{IIP}} \cdot H / \alpha_{\text{вод}} \cdot H_{\text{вн}}),$$

где $H_{\text{вн}}$ – полная поверхность внутренней стороны трубы. Однако эта формула не учитывает термическое сопротивление теплопроводности материала трубы, которым при больших значениях коэффициентов теплопере-

дачи пренебрегать нельзя. Поэтому в расчетах вместо формул (4.19) и (4.31) следует использовать такие зависимости:

$$K' = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{вод}}} \cdot \frac{H}{H_{\text{вн}}} + R'_{\text{ст}} + R_3 + \frac{1}{\alpha_{\text{пл}}} \right)^{-1} ; \quad (4.36)$$

$$K = \frac{\Psi}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{усл}}} + R'_{\text{ст}} + R_3 + \frac{1}{\alpha_{\text{вод}}} \cdot \frac{H}{H_{\text{вн}}} \right)}, \quad (4.37)$$

где $R'_{\text{ст}} = \delta_3 / \lambda_{\text{ст}}$, где толщина стенки трубы δ_3 принимается равной $\delta_3 = (d_{\text{эжв}} - d_{\text{вн}}) / 2$; $d_{\text{эжв}} = d_{\text{осн}} + 2 \cdot h_{\text{рб}} \cdot \delta_{\text{рб}} \cdot z_{\text{рб}}$, где $z_{\text{рб}}$ – количество ребер, расположенных на 1 м длины трубы; $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности материала трубы.

Далее по результатам расчетов, выполненных с помощью разработанного метода, в блоке 6 (рис. 4.1) осуществляется корректировка конструкции КТА и, если есть необходимость, выполняется его поверочный тепловой расчет.

4.6. Основные результаты моделирования конденсационного теплообменного аппарата поверхностного типа

Анализ существующих методов теплового расчета конденсационных теплоутилизационных аппаратов показал, что они разработаны для условий тепломассообмена, когда в парогазовой смеси содержится небольшое количество неконденсирующихся газов. Продукты сгорания топлива котельных установок отличаются от вышеуказанных смесей, как по составу, так и по содержанию инертных газов. Это и определило актуальность совершенствования метода позонного теплового расчета теплоутилизационных аппаратов конденсационного типа для котельных установок малой и средней мощности.

Разработанная математическая модель конденсационного теплообменного аппарата поверхностного типа, основу которой составляет метод позонного теплового расчета, позволяет учитывать особенности совместно протекающих процессов теплообмена и массообмена при конденсации водяных паров из продуктов сгорания топлива.

В связи с тем, что при конденсации водяного пара из парогазовой смеси с большим содержанием инертных газов плотность поперечного потока массы имеет небольшую величину, коэффициенты массоотдачи можно определять на основе приближенной аналогии между теплообменом и массообменом. Это позволяет существенно упростить метод теплового расчета конденсационного теплообменного аппарата.

На основе анализа и обобщения имеющихся в литературе экспериментальных данных предложено критериальное уравнение массообмена, характеризующееся высокой достоверностью определения коэффициентов массоотдачи.

При разработке теплообменных аппаратов поверхностного типа, в которых имеет место конденсация водяного пара из парогазовых смесей с большим содержанием неконденсирующихся газов, предлагаемый метод позонного теплового расчета позволяет получать достаточно достоверные данные о тепловой нагрузке, теплотехнических параметрах и площади поверхности теплообмена путем учета особенностей совместно протекающих процессов теплообмена и массообмена.

Высокие значения коэффициентов теплопередачи в конденсационном режиме тепломассообмена дают возможность формировать теплообменную поверхность КТА с помощью гладкотрубных пакетов с интенсификаторами теплообмена (или даже без них) вместо дорогостоящих труб с оребрением.

Глава 5

РАЗРАБОТКА И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ПОВЕРХНОСТНЫХ КОНДЕНСАЦИОННЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ ЗАМКНУТОЙ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «КОТЕЛ–ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРЫ»

Эффективность глубокой утилизации теплоты уходящих из котлов газов, а также степень совершенства предлагаемых математических моделей, методов тепловых расчетов и конструкций теплоутилизаторов были подтверждены в результате разработки реальных замкнутых теплоэнергетических систем «котел–теплоутилизаторы» и конструктивных схем их элементов. В качестве одного из вариантов была рассмотрена система «котел–КВП–КТА» применительно к котельному агрегату Е-1,0-09 ГЗ, не имеющему в своем составе воздухоподогревателя, который предназначен для производства 0,278 кг/с (1 т/ч) насыщенного пара с расчетным давлением 0,9 МПа. Эффективность утилизации теплоты при этом оценивалась по повышению КПД системы и выработке дополнительной продукции (горячего воздуха, горячей воды, конденсата). Для учета негативного обратного влияния теплоутилизаторов на теплотехнические показатели котла, возникающего за счет уменьшения объемов газов и, соответственно, скоростей их движения, расход топлива оставался неизменным. Тепловые расчеты теплоутилизационной системы и ее элементов выполнялись в соответствии с рекомендациями традиционно применяемого в теплоэнергетике нормативного метода теплового расчета котельных агрегатов. В конденсационном режиме теплообмена поверхность КТА было предложено формировать с помощью гладкотрубных пакетов с интенсификаторами теплообмена.

Осуществление поставленной задачи было реализовано с достаточной полнотой и детализацией на базе комплекса компьютерных программ, разработанного на основе предложенных в главах 2,3,4 математических моделей, который позволяет выполнять большой объем численных эксперимен-

тов. Анализ результатов этих численных экспериментов дал возможность решить следующие задачи теоретического и методического характеров рассматриваемого научного исследования:

- определить эффективность глубокой утилизации теплоты уходящих из котлов малой и средней мощности продуктов сгорания газообразного топлива;
- оценить степень совершенства предлагаемых математических моделей, надежность и достоверность разработанных на их основе методов тепловых расчетов теплоутилизационной системы и ее элементов;
- оценить характер изменения основных теплотехнических параметров по поверхности теплообмена в условиях конденсации водяного пара из парогазовой смеси с относительно большим содержанием неконденсирующихся газов;
- оценить степень конденсации водяных паров из продуктов сгорания газообразного топлива;
- оценить теплотехнические, аэродинамические, конструктивные и массогабаритные характеристики используемого в системе теплоутилизационного оборудования и разработать рекомендации по его применению.

5.1. Тепловой расчет системы «котел–теплоутилизаторы»

5.1.1. Выбор исходных данных

В качестве исходных данных для теплового расчета системы «котел–теплоутилизаторы» (табл. 5.1) были использованы результаты теплового расчета парового котла и заданные параметры, которые рассматривались в главе 2.1.

Таблица 5.1

Исходные данные

Наименование параметра, обозначение, размерность	Величина
1	2
Паропроизводительность котла, D , кг/с	0,278
Расход пара на продувку котла, $D_{пр}$, кг/с	0,0083
Энтальпия перегретого (насыщенного) пара, $i_{пе}$, кДж/кг	2773

Продолжение табл. 5.1

1	2
Энтальпия питательной воды, $i_{п.в}$, кДж/кг	201,69
Температура холодной воды, $t_{х.вод}$, °С	10
Коэффициент избытка воздуха в топке котла, α_T	1,1
Присос воздуха в топку котла, $\Delta\alpha_T$	0,05
Низшая теплота сгорания топлива, Q_i^d , кДж/м ³	35501,6
Расход топлива, B , м ³ /с	0,02338
Потеря теплоты с уходящими газами, отнесенная к Q_i^d , $q_{2к}^H$, %	8,77
Потеря теплоты от химической неполноты сгорания топлива, отнесенная к Q_i^d , $q_{3к}^H$, %	0,5
Потеря теплоты механической неполноты сгорания топлива, отнесенная к Q_i^d , $q_{4к}^H$, %	0,0
Потеря теплоты от наружного охлаждения котла, отнесенная к Q_i^d , $q_{5к}^H$, %	2,0
КПД котла, рассчитанный по низшей теплоте сгорания топлива Q_i^d , η_K^H , %	88,73
Теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания топлива ($\alpha = 1$), V_0 , м ³ /м ³	9,42
Теоретический объем азота, $V_{0 N_2}$, м ³ /м ³	7,46
Теоретический объем трехатомных газов, V_{RO_2} , м ³ /м ³	0,99
Теоретический объем водяных паров, $V_{0 H_2O}$, м ³ /м ³	2,14
Общее давление продуктов сгорания топлива, p , МПа	0,0981
Коэффициент сохранения теплоты, ϕ	0,98
Температура уходящих из котла газов, ϑ_{yx_1} , °С	200
Температура газов на выходе из системы, ϑ_{yx_2} , °С	35
Коэффициент избытка воздуха на входе в систему (на выходе из котла), $\alpha_{вх}$	1,25

1	2
Коэффициент избытка воздуха на выходе из системы, α_{yx}	1,3
Присос воздуха в КВП, $\Delta\alpha_{\text{КВП}}$	0,05
Присос воздуха в КТА, $\Delta\alpha_{\text{КТА}}$	0,05
Температура холодного воздуха, $t_{x.b}$, °C	10
Температура смеси уходящих из системы газов и горячего воздуха, $\vartheta_{\text{см}}$, °C	58
Избыток горячего воздуха, подаваемого в газоотводящий тракт (задается), $\Delta\beta'_1$	0,25

5.1.2. Теплотехнические характеристики системы «котел–теплоутилизаторы»

Теплотехнические расчеты системы «котел–теплоутилизаторы» были выполнены с помощью разработанной компьютерной программы. Результаты этих расчетов приведены в таблице 5.2.

Таблица 5.2

Результаты расчета системы

Наименование параметра, обозначение, размерность	Величина
1	2
Объем газов на входе в КВП и КТА, V_{Γ}^{BX} , м ³ /м ³	12,98
Объем газов на выходе из системы, $V_{\Gamma}^{\text{ВЫХ}}$, м ³ /м ³	11,96
Объем сухих газов на входе в КВП и КТА, $V_{\text{с.г}}^{\text{BX}}$, м ³ /м ³	10,81
Объем сухих газов на выходе из системы, $V_{\text{с.г}}^{\text{ВЫХ}}$, м ³ /м ³	11,28
Объем водяных паров на входе в КВП и КТА, $V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{BX}}$, м ³ /м ³	2,178
Объем водяных паров на выходе из системы, $V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{ВЫХ}}$, м ³ /м ³	0,6853

Продолжение табл. 5.2

1	2
Влагосодержание газов на входе в КВП, $d_{\text{вх}}$, кг/кг с.г.	0,1218
Влагосодержание газов на выходе из системы, d_{yx} , кг/кг с.г.	0,03676
Температура точки росы, t_p , °C	55,94
Температура горячего воздуха, $t_{\text{г.в.}}$, °C	173,2
Энтальпия газов на входе в КВП и КТА, I_{yx_1} , кДж/м ³ °C	3582,9
Энтальпия газов на выходе из системы, I_{yx} , кДж/м ³ °C	561,25
Энтальпия холодного воздуха, $I_{0 \text{ х.в.}}$, кДж/м ³ °C	124,33
Энтальпия присасываемого воздуха, $I_{0 \text{ прс}}$, кДж/м ³ °C	372,9
Энтальпия горячего воздуха, $I_{\text{г.в.}}$, кДж/м ³ °C	2168,4
Энтальпия смеси газов и горячего воздуха, $I_{\text{см}}$, кДж/м ³ °C	1112,1
Коэффициент избытка воздуха в смеси газов и горячего воздуха, $\alpha_{\text{см}}$	1,306
Относительная влажность смеси, $\phi_{\text{см}}$, %	27,2
Высшая теплота сгорания топлива, Q_s^r , кДж/м ³	39370,9
Количество теплоты, уносимое в окружающую среду водяными парами, $\Delta Q_{\text{конд}}^k$, кДж/м ³	3869,3
Потеря теплоты с уходящими газами в котле, отнесенная к Q_s^r , $q_{2\text{к}}^b$, %	17,74
Потеря теплоты от химической неполноты сгорания топлива в котле, отнесенная к Q_s^r , $q_{3\text{к}}^b$, %	0,45
Потеря теплоты механической неполноты сгорания топлива в котле, отнесенная к Q_s^r , $q_{4\text{к}}^b$, %	0,0
Потеря теплоты от наружного охлаждения котла, отнесенная к Q_s^r , $q_{5\text{к}}^b$, %	1,8
КПД котла, рассчитанный по высшей теплоте сгорания топлива, $\eta_{\text{к}}^b$, %	80,01

1	2
Потеря теплоты с уходящими газами в системе, отнесенная к $Q_i^d, q_{2c}^H, \%$	– 6,81
Потеря теплоты с конденсатом, отнесенная к низшей теплоте сгорания топлива $Q_i^d, q_{6c}^H, \%$	0,64
КПД системы, рассчитанный по низшей теплоте сгорания топлива $Q_i^d, \eta_c^H, \%$	103,67
Потеря теплоты с уходящими газами в системе, отнесенная к $Q_s^r, q_{2c}^B, \%$	3,68
Потеря теплоты с конденсатом, отнесенная к высшей теплоте сгорания топлива $Q_s^r, q_{6c}^B, \%$	0,58
Количество теплоты, уносимое уходящими из системы газами, $\Delta Q_{\text{конд}}^c, \text{кДж/м}^3$	580,9
КПД системы, рассчитанный по высшей теплоте сгорания топлива $Q_s^r, \eta_c^B, \%$	93,49
Прирост КПД при расчете по низшей теплоте сгорания топлива $Q_i^d, \Delta \eta^H, \%$	14,94
Прирост КПД при расчете по высшей теплоте сгорания топлива $Q_s^r, \Delta \eta^B, \%$	13,48
Количество теплоты, полезно использованное в котле, $Q_{\text{ка}}, \text{кВт}$	736,2
Расход газообразного топлива в системе, $B_c, \text{м}^3/\text{с}$	0,02
Возможная экономия топлива, $\Delta B, \text{м}^3/\text{с}$	0,00338
Количество теплоты, необходимое для нагрева дутьевого воздуха в КВП, $Q_B, \text{кВт}$	51,38
Количество теплоты, необходимое для нагрева воды в КТА, $Q_{\text{КТА}}, \text{кВт}$	72,74
Количество теплоты, полезно используемое в системе, $Q_{\text{сист}}, \text{кВт}$	860,3

Результаты расчета системы «котел–теплоутилизаторы» свидетельствуют о ее высокой теплотехнической эффективности. КПД системы при расчете по высшей теплоте сгорания топлива составляет 93,49 % (при расчете по низшей теплоте сгорания топлива – 103,67 %). Прирост КПД системы по сравнению с КПД котла достигает 13,48 % (14,94 %), что дает возможность обеспечить экономию природного газа в количестве 0,00338 м³/с (12,168 м³/ч), т.е. 14,46 %. При сохранении расхода топлива на неизменном уровне количество полезно используемой теплоты увеличивается с 736,2 кВт в котле до 860,3 кВт в системе.

В системе осуществляется нагрев воздуха от 10 °С до 173,2 °С с расходом 0,3696 кг/с, который используется для подачи в топку котла с целью интенсификации процесса горения топлива, а также для повышения температуры уходящих из системы газов с целью защиты газоотводящего тракта от коррозии и разрушения. Также система позволяет получить дополнительную теплоэнергетическую продукцию в виде горячей воды с расходом 0,4455 кг/с (нагрев от 10 °С до 49 °С). Кроме этого, конденсат с расходом 0,029384 кг/с (105,8 кг/ч) после его дегазации может быть использован в качестве подпитки котла или системы теплоснабжения, снижая, тем самым, затраты на водоподготовку. В случае необходимости повышения температуры воды до 65 °С для этой цели можно использовать насыщенный пар из котла в количестве 0,012 кг/с (4,3 % выработки пара).

5.2. Разработка конструкции воздухоподогревателя конденсационного типа с шарообразным промежуточным теплоносителем

При реализации идеи глубокой утилизации теплоты уходящих из котла продуктов сгорания топлива очень перспективным вариантом является включение в состав теплоутилизационной системы конденсационного воздухоподогревателя с промежуточным шарообразным теплоносителем – КВП. Выбор этого типа теплообменного аппарата не случаен. Применение шарообразного промежуточного теплоносителя в воздухоподогревателях обусловлено более высокой интенсивностью теплообмена по сравнению с трубчатым или пла-

стинчатым аппаратами при фильтрации газов через слой шарообразной насадки при относительно небольшом аэродинамическом сопротивлении. Как указывается в работе [70], коэффициенты теплоотдачи за счет искусственной турбулизации газового потока с минимальными значениями чисел Рейнольдса могут достигать $325\div 465 \text{ Вт/м}^2\text{К}$. При этом коэффициенты теплопередачи составляют $52\div 82 \text{ Вт/м}^2\text{К}$. Эти показатели более чем в 5 раз превышают аналогичные характеристики как трубчатых, так и регенеративных вращающихся воздухоподогревателей с насадкой из гофрированных стальных листов. Веским достоинством теплообменного аппарата такого типа является также возможность обеспечения большой удельной поверхности теплообмена при применении шариков небольшого диаметра. В совокупности это позволяет достичь высокой компактности воздухоподогревателя с шарообразной насадкой. Простота конструкции, надежность в эксплуатации, невысокая стоимость используемых материалов дополняют вышеприведенные преимущества этого типа теплообменного аппарата.

К разработке были приняты два варианта КВП. Один из них представляет собой теплообменный аппарат дробепоточного типа, в котором газовые потоки разделяются на «сухую», конденсационную и воздушную зоны. Другой – теплообменный аппарат вращающегося типа.

При принятии технических решений по созданию КВП необходимо было учесть следующие основные факторы: выбор типа, материала и размеров промежуточного теплоносителя; разделение воздухоподогревателя на «сухую» и конденсационную зоны; выбор способа транспортировки промежуточного теплоносителя для организации процесса его циркуляции.

Известно, что тепловые, габаритные, массовые и стоимостные характеристики воздухоподогревателя, а также его эксплуатационные показатели во многом определяются правильным выбором материала и размера циркулирующего промежуточного шарообразного теплоносителя [69, 70, 79]. К материалу теплоносителя предъявляется ряд требований, а именно: большая поверхность теплообмена в единице объема; высокие механическая прочность, износостойкость и термостойкость; химическая инертность по отношению к продуваемому газу и конструкционным материалам; высокие теплопроводность и теплоемкость; невысокие удельная и насыпная плотность; гидрофоб-

ная структура или покрытие, обеспечивающие капельную конденсацию водяных паров и легкое удаление конденсата; низкая стоимость.

Наиболее предпочтительными в качестве теплоносителей для применения в КВП являются фарфоровые, кварцевые, муллитовые, алюминиевые (окись алюминия) или стеклянные (например, боросиликатные) шарики диаметром 4÷5 мм [69, 70, 79]. Однако для обеспечения низких массовых и высоких теплообменных характеристик возникает потребность в создании новых искусственных материалов с более высокими значениями теплоемкости и теплопроводности. Одним из вариантов такого теплоносителя может быть пустотелая шарообразная оболочка, заполненная водяным конденсатом или другой жидкостью с высокой теплоемкостью.

Для разрабатываемых нами конструкций КВП в качестве промежуточного теплоносителя были приняты стеклянные шарики диаметром 4 мм.

Непрерывная циркуляция промежуточного шарообразного теплоносителя требует решения вопроса о выборе способа подъема теплоносителя в верхний бункер воздухоподогревателя. Такой подъем шарообразного теплоносителя может быть осуществлен различными способами: с помощью механического транспорта (ковшовых элеваторов, ленточных транспортеров, кольцевых подъемников, виброподъемников и т.п.), с помощью пневмо- и гидротранспорта [69]. Однако механический транспорт при работе в подобных условиях часто выходит из строя. Кроме того, при его использовании возможно разрушение и заклинивание теплоносителя. Пневмотранспорт требует больших затрат энергии на подачу шарообразного теплоносителя по сравнению с другими способами, но при этом он более надежен в эксплуатации и имеет более низкие значения капитальных затрат.

5.2.1. Конденсационный воздухоподогреватель дробепоточного типа

Исходные данные и результаты расчета воздухоподогревателя дробепоточного типа приведены в табл. 5.3. Начальная температура шарообразного теплоносителя составляет 15 °С, что обеспечивает достаточный температурный напор на холодном конце воздухоподогревателя для начала процесса конденсации.

Таблица 5.3

Результаты расчета дробепоточного КВП

Наименование параметра, обозначение, размерность	Величина
1	2
Исходные данные	
Расход топлива, B , м ³ /с	0,02338
Давление парогазовой смеси, P , МПа	0,0981
Массовый расход парогазовой смеси на входе, $G_{см}$, кг/с	0,37283
Массовый расход неконденсирующихся газов, $G_{с.г}$, кг/с	0,34345
Молекулярная масса сухих газов, $M_{с.г}$, кг/кмоль	29,673
Молекулярная масса водяного пара, $M_{п}$, кг/кмоль	18,016
Диаметр шариков, $d_{ш}$, м	0,004
Плотность стекла, $\rho_{ш}$, кг/м ³	2500
Удельная теплоемкость стекла, $c_{ш}$, кДж/кг °С	0,67
Температура шарообразного теплоносителя на входе, $t_{ш1}$, °С	15
Скорость движения газов в «сухой» (бесконденсационной) зоне, $w_{сух}$, м/с	1,8
Скорость движения газов в конденсационной зоне, $w_{конд}$, м/с	0,42
Скорость движения воздуха, $w_{в}$, м/с	1,89
Конденсационная зона	
Массовый расход парогазовой смеси на входе в конденсационную зону, $G_{см}$, кг/с	0,02179
Массовый расход неконденсирующихся газов, $G_{с.г}$, кг/с	0,01907
Температура газов на входе (температура точки росы), t_p , °С	55,94
Температура газов на выходе, ϑ_{yx_2} , °С	35

Продолжение табл. 5.3

1	2
Температура воздуха на входе, $t_{х.в}$, °C	10
Температура воздуха на выходе, $t_{г.в}^k$, °C	21,1
Количество передаваемой теплоты, $Q_{квп}^k$, Вт	4182
Парциальное давление пара на входе, $p_{п}^{bx}$, МПа	0,01648
Парциальное давление пара на выходе, $p_{п}^{yx}$, МПа	0,00564
Коэффициент теплоотдачи от газов к пленке конденсата, α_k , Вт/м ² К	76,9
Коэффициент теплоотдачи от пленки конденсата к стенке, $\alpha_{пл}$, Вт/м ² К	33710
Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, α_v , Вт/м ² К	236,1
Доля насадки, находящаяся в газовой зоне, x_g	0,4099
Доля насадки, находящаяся в воздушной зоне, x_v	0,5901
Термическое сопротивление теплопроводности материала шаров и загрязнений, $R_{ст} + R_3$, м ² К/Вт	0,000537
Коэффициент теплопередачи от пленки конденсата к воздуху, K' , Вт/м ² К	82,25
Парциальное давление водяного пара на границе раздела фаз, $p_{гp}$, МПа	0,008427
Температура на границе раздела фаз, $t_{гp}$, °C	42,5
Плотность теплового потока, q , Вт/м ²	2223,4
Температура стенки, $t_{ст}$, °C	39,72
Коэффициент массоотдачи, $\beta_p \cdot 10^6$, с/м	0,595
Плотность потока массы, $q_p \cdot 10^3$, кг/м ² с	0,823
Условный коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к стенке, $\alpha_{усл}$, Вт/м ² К	730,4

Продолжение табл. 5.3

1	2
Коэффициент теплопередачи от парогазовой смеси к воздуху, K , Вт/м ² К	68,2
Температурный напор, Δt_k , °С	29,65
Площадь поверхности теплообмена, H_k , м ²	2,1
Массовый расход конденсата, G_k , кг/с	0,001632
Сухая зона	
Температура газов на входе, ϑ_{yx1} , °С	200
Температура газов на выходе (температура точки росы), t_p , °С	55,94
Температура воздуха на входе, t_{B1} , °С	21,1
Температура воздуха на выходе, t_{B2} , °С	173,2
Температура шарообразного теплоносителя на выходе, $t_{ш2}$, °С	193
Массовый расход воздуха, G_B , кг/с	0,3696
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, $\alpha_{cух}$, Вт/м ² К	234
Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, α_B , Вт/м ² К	236,1
Коэффициент теплопередачи от газов к воздуху, $K_{cух}$, Вт/м ² К	49,7
Температурный напор, $\Delta t_{cух}$, °С	30,64
Площадь поверхности теплообмена, $H_{cух}$, м ²	39,0
КВП	
Площадь поверхности теплообмена КВП, H , м ²	41,1
Площадь поверхности теплообмена, находящаяся в газовой зоне, $H_{газ}$, м ²	24,24
Площадь поверхности теплообмена, находящаяся в воздушной зоне, H_B , м ²	16,86
Удельная поверхность теплообмена, a , м ² /м ³	861,4

Окончание табл. 5.3

1	2
Объем насадки, $V_{\text{нас}}, \text{м}^3$	0,04771
Масса насадки, обеспечивающая площадь поверхности теплообмена, $G_{\text{нас}}, \text{кг}$	68,492
Масса (расход) насадки, циркулирующей в воздушной зоне, $G_{\text{в}}, \text{кг/с}$	0,5334
Кратность циркуляции, $K_{\text{ц}}, 1/\text{с}$	0,01898
Масса (расход) насадки, циркулирующей в «сухой» зоне, $G_{\text{сух}}, \text{кг/с}$	0,7276
Масса (расход) насадки, циркулирующей в конденсационной зоне, $G_{\text{конд}}, \text{кг/с}$	0,0392
Суммарная масса (расход) циркулирующей насадки, $G_{\text{сум}}, \text{кг/с}$	1,3
Живое сечение для прохода газов в «сухой» зоне, $F_{\text{сух}}, \text{м}^2$	0,2475
Живое сечение для прохода газов в конденсационной зоне, $F_{\text{конд}}, \text{м}^2$	0,045
Живое сечение для прохода воздуха, $F_{\text{в}}, \text{м}^2$	0,2033
Высота слоя насадки в «сухой» зоне, $h_{\text{сух}}, \text{м}$	0,1079
Высота слоя насадки в конденсационной зоне, $h_{\text{конд}}, \text{м}$	0,032
Высота слоя насадки в воздушной зоне, $h_{\text{в}}, \text{м}$	0,0963
Аэродинамическое сопротивление в «сухой» зоне, $\Delta P_{\text{сух}}, \text{Па}$	863
Аэродинамическое сопротивление в конденсационной зоне, $\Delta P_{\text{конд}}, \text{Па}$	24
Аэродинамическое сопротивление в воздушной зоне, $\Delta P_{\text{в}}, \text{Па}$	908
Суммарное аэродинамическое сопротивление в газовой зоне, $\Delta P_{\text{газ}}, \text{Па}$	887

На рис. 5.1 приведена принципиальная конструктивная схема разработанного КВП дробепоточного типа, где воздухоподогреватель представляет собой шахту призматической формы с вертикально и наклонно установленными сетчатыми перегородками для предотвращения выноса шарообразного теплоносителя (насадки) за пределы слоя. Фильтрация продуктов сгорания топлива и воздуха по отношению к движущейся сверху вниз шарообразной насадке – противоточно-перекрестная.

Теплообменный аппарат функционально разделен на газовую и воздушную зоны теплообмена. Газовая зона, в свою очередь, разделена на «сухую» и конденсационную. «Сухая» и воздушная зоны расположены вертикально, конденсационная – наклонно.

Перегрузка насадки из нижней части КВП в верхнюю часть осуществляется с помощью пневмотранспорта. Для подвода и отвода дымовых газов и воздуха воздухоподогреватель имеет соответствующие патрубки. Площадь поверхности теплообмена КВП составляет $41,1 \text{ м}^2$. Высокая удельная площадь поверхности шарообразного теплоносителя, равная $861,4 \text{ м}^2/\text{м}^3$, обеспечивает относительно небольшие габаритные размеры КВП. Невысокое аэродинамическое сопротивление со стороны газов позволяет отказаться от дополнительных устройств для их отвода из системы.

Корпус воздухоподогревателя может быть изготовлен из углеродистой стали. При этом его внутренняя поверхность должна иметь антикоррозионное покрытие, например, такое покрытие можно выполнить путем металлизации алюминием [42].

5.2.2. Конденсационный воздухоподогреватель вращающегося типа

Учитывая некоторые недостатки конструктивной схемы КВП дробепоточного типа, заключающиеся, в частности, в необходимости организации подъема шарообразного теплоносителя в его верхнюю часть, в сложности обеспечения равномерного распределения шарообразного слоя по сечению камер, в возникновении шума в процессе движения теплоносителя, нами была предложена конструкция воздухоподогревателя вращающегося типа.

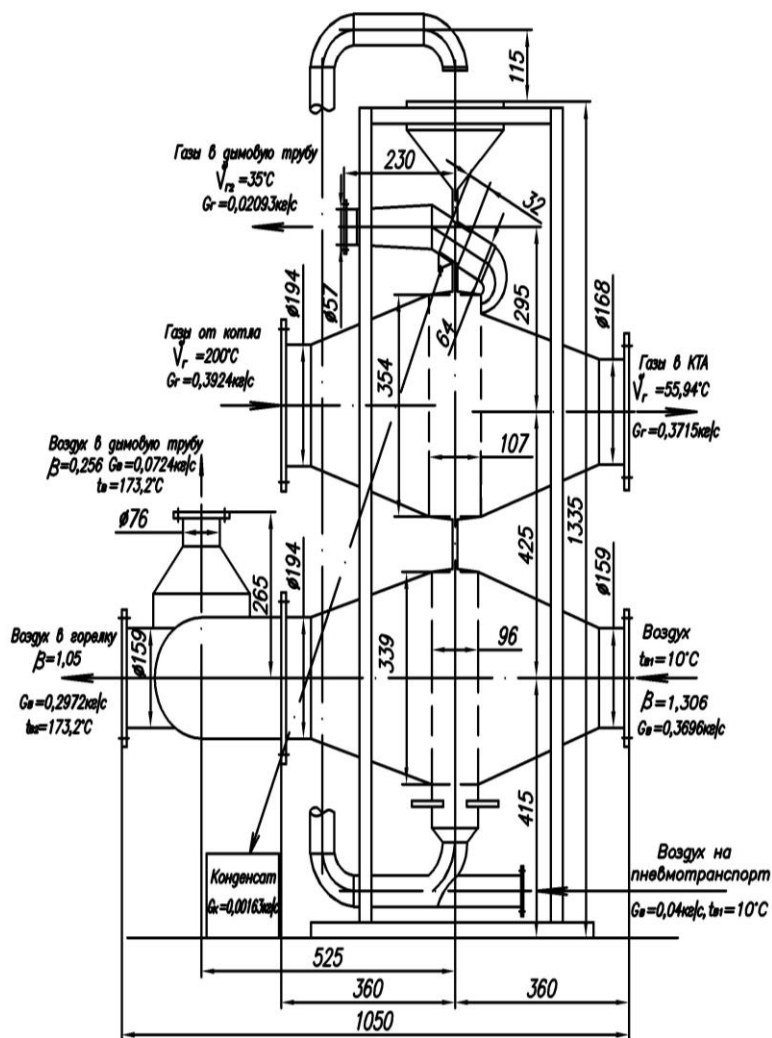


Рисунок 5.1 – Принципиальная конструктивная схема КВП дробепоточного типа

В связи с тем, что «сухая» и конденсационная зоны КВП вращающегося типа конструктивно объединяются в одну, живое сечение для прохода газов у них будет одинаковым. При этом скорость движения газов в конденсационной зоне увеличится. При условии сохранения соотношения между живыми сечениями для прохода продуктов сгорания топлива в газовой и воздушной зонах на том же уровне, что и для дробепоточного КВП, скорость движения воздуха тоже немного возрастет.

Результаты расчета КВП вращающегося типа приведены в табл. 5.4

Таблица 5.4

Результаты расчета вращающегося КВП

Наименование параметра, обозначение, размерность	Величина
1	2
Исходные данные	
Расход топлива, B , $\text{м}^3/\text{с}$	0,02338
Давление парогазовой смеси, P , МПа	0,0981
Массовый расход газов на входе, $G_{\text{см}}$, кг/с	0,3924
Температура газов на входе, ϑ_{yx} , °C	200
Температура точки росы, t_p , °C	55,94
Массовый расход неконденсирующихся газов, $G_{\text{с.г}}$, кг/с	0,34345
Массовое содержание неконденсирующихся газов в парогазовой смеси на входе, $\varepsilon_{\text{г}}^{\text{вх}}$	0,832
Массовый расход нагреваемого воздуха, $G_{\text{в}}$, кг/с	0,3696
Температура воздуха на входе, $t_{\text{в1}}$, °C	10
Температура воздуха на выходе, $t_{\text{в2}}$, °C	173,2
Диаметр шариков, $d_{\text{ш}}$, м	0,004
Плотность стекла, $\rho_{\text{ш}}$, $\text{кг}/\text{м}^3$	2500
Удельная теплоемкость стекла, $c_{\text{ш}}$, кДж/кг	0,67

Продолжение табл. 5.4

1	2
Температура шарообразного теплоносителя на входе, $t_{ш1}$, °C	15
Скорость движения газов в «сухой» зоне, $w_{сух}$, м/с	1,79
Скорость движения газов в конденсационной зоне, $w_{конд}$, м/с	1,79
Скорость движения воздуха, w_B , м/с	1,76
Конденсационная зона	
Массовый расход газов на входе, $G_{см}$, кг/с	0,02179
Массовый расход неконденсирующихся газов, $G_{с.г}$, кг/с	0,01907
Температура газов на входе (температура точки росы), t_p , °C	55,94
Температура газов на выходе, ϑ_{yx_2} , °C	55,26
Температура воздуха на входе, $t_{х.в}$, °C	10
Температура воздуха на выходе, t_B^K , °C	21,1
Количество передаваемой теплоты, $Q_{квп}^k$, Вт	4182
Парциальное давление пара на входе, $p_{п}^{bx}$, МПа	0,01648
Парциальное давление пара на выходе, $p_{п}^{yx}$, МПа	0,00564
Коэффициент теплоотдачи от газов к пленке конденсата, α_k , Вт/м ² К	253,2
Коэффициент теплоотдачи от пленки конденсата к стенке, $\alpha_{пл}$, Вт/м ² К	33710
Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, α_B , Вт/м ² К	222,8
Доля насадки, находящаяся в газовой зоне, $x_{г}$	0,4111
Доля насадки, находящаяся в воздушной зоне, x_B	0,5889
Термическое сопротивление теплопроводности материала шаров и загрязнений, R , м ² К/Вт	0,000537
Коэффициент теплопередачи от пленки конденсата к воздуху, K' , Вт/м ² К	86,8
Парциальное давление водяного пара на границе раздела фаз, $p_{гр}$, МПа	0,015581

Продолжение табл. 5.4

1	2
Температура на границе раздела фаз, $t_{гр}$, °C	54,76
Плотность теплового потока, q , Вт/м ²	3403,4
Температура стенки, $t_{ст}$, °C	52,89
Коэффициент массоотдачи, $\beta_p \cdot 10^6$, с/м	2,14
Плотность потока массы, $q_p \cdot 10^3$, кг/м ² с	1,346
Условный коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к стенке, $\alpha_{усл}^k$, Вт/м ² К	3615
Коэффициент теплопередачи от парогазовой смеси к воздуху, K , Вт/м ² К	75,4
Температурный напор, Δt_k , °C	39,82
Площадь поверхности теплообмена, H_k , м ²	1,4
Массовый расход конденсата, G_k , кг/с	0,001632
«Сухая» зона	
Температура газов на входе, ϑ_{yx_1} , °C	200
Температура газов на выходе, (температура точки росы), t_p , °C	55,94
Температура воздуха на входе, $t_{в_1}$, °C	21,1
Температура воздуха на выходе, $t_{в_2}$, °C	173,2
Температура шарообразного теплоносителя на выходе, $t_{ш_2}$, °C	193
Количество передаваемой теплоты, $Q_{квп}^{сух}$, Вт	59467
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, $\alpha_{сух}$, Вт/м ² К	233,1
Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, α_v , Вт/м ² К	222,8
Коэффициент теплопередачи от газов к воздуху, $K_{сух}$, Вт/м ² К	48,0
Температурный напор, $\Delta t_{сух}$, °C	30,64
Площадь поверхности теплообмена, $H_{сух}$, м ²	40,4

Окончание табл. 5.4

1	2
КВП	
Суммарная площадь поверхности теплообмена, H , м^2	41,8
Площадь поверхности теплообмена, находящаяся в газовой зоне, $H_{\text{газ}}$, м^2	24,62
Площадь поверхности теплообмена, находящаяся в воздушной зоне, $H_{\text{в}}$, м^2	17,18
Удельная поверхность теплообмена, a , $\text{м}^2/\text{м}^3$	861,4
Объем насадки, $V_{\text{нас}}$, м^3	0,04853
Масса насадки, обеспечивающая площадь поверхности теплообмена, $G_{\text{нас}}$, кг	69,658
Расход насадки, циркулирующей в воздушной зоне, $G_{\text{в}}$, кг/с	0,5334
Кратность циркуляции, $K_{\text{ц}}$, 1/с	0,01863
Расход насадки, циркулирующей в газовой зоне, $G_{\text{газ}}$, кг/с	0,7641
Суммарный расход циркулирующей насадки, $G_{\text{сум}}$, кг/с	1,2975
Живое сечение для прохода газов, $F_{\text{газ}}$, м^2	0,2706
Живое сечение для прохода воздуха, $F_{\text{в}}$, м^2	0,1889
Высота слоя в «сухой» зоне, $h_{\text{сух}}$, м	0,102
Высота слоя в конденсационной зоне, $h_{\text{конд}}$, м	0,004
Высота слоя в воздушной зоне, $h_{\text{в}}$, м	0,106
Аэродинамическое сопротивление в «сухой» зоне, $\Delta P_{\text{сух}}$, Па	766
Аэродинамическое сопротивление в конденсационной зоне, $\Delta P_{\text{конд}}$, Па	282
Аэродинамическое сопротивление в воздушной зоне, $\Delta P_{\text{в}}$, Па	880
Суммарное аэродинамическое сопротивление в газовой зоне, $\Delta P_{\text{газ}}$, Па	848
Внутренний диаметр ротора, $d_{\text{р}}$, м	0,08
Наружный диаметр ротора, $D_{\text{р}}$, м	0,794

Вращающийся воздухоподогреватель состоит из цилиндрического корпуса и ротора с наружным диаметром 0,8 м и внутренним диаметром 0,08 м. В корпусе имеются патрубки для подвода и отвода продуктов сгорания топлива и воздуха. Принципиальная конструктивная схема разработанного воздухоподогревателя приведена на рис. 5.2. Ротор представляет собой вращающуюся платформу, конструктивно разделенную на 12 радиально расположенных секторов, которые заполнены стеклянными шариками диаметром 0,004 м. Верхняя и нижняя части ротора закрыты металлическими листами с отверстиями диаметром 0,003 м. Отверстия расположены по треугольнику с шагом 0,004 м.

Вращение ротора осуществляется с помощью электродвигателя мощностью 0,1 МВт, редуктора и фрикционной передачи.

При конструировании воздухоподогревателя вращающегося типа возникают большие сложности в уменьшении перетока воздуха из воздушной зоны в газовую. Этот переток обусловлен как большим перепадом давлений между воздушной и газовой сторонами шарообразной насадки, так и увлечением части воздуха в газовую зону при вращении ротора. Поэтому разработке конструкции осевого и радиального уплотнений следует уделять большое внимание.

5.3. Разработка конструкции воздухоподогревателя пластинчатого типа

Для нагрева воздуха в котельных агрегатах и в газотурбинных установках довольно успешно используются пластинчатые воздухоподогреватели различных конструкций. Это обусловлено стремлением осуществить замену дорогостоящих труб для поверхности теплообмена листовым материалом, а также создать компактный теплообменный аппарат. Из целого ряда научных исследований [69, 70] известно о конструкциях воздухоподогревателей, составленных из плоских и профилированных пластин, которые по массовым и габаритным характеристикам превосходят трубчатые аппараты. Подтверждением этого являются также данные работы [138], демонстрирующие технические характеристики пластинчатых воздухоподогревателей с открытыми каналами для блоков электростанций мощностью 80 МВт.

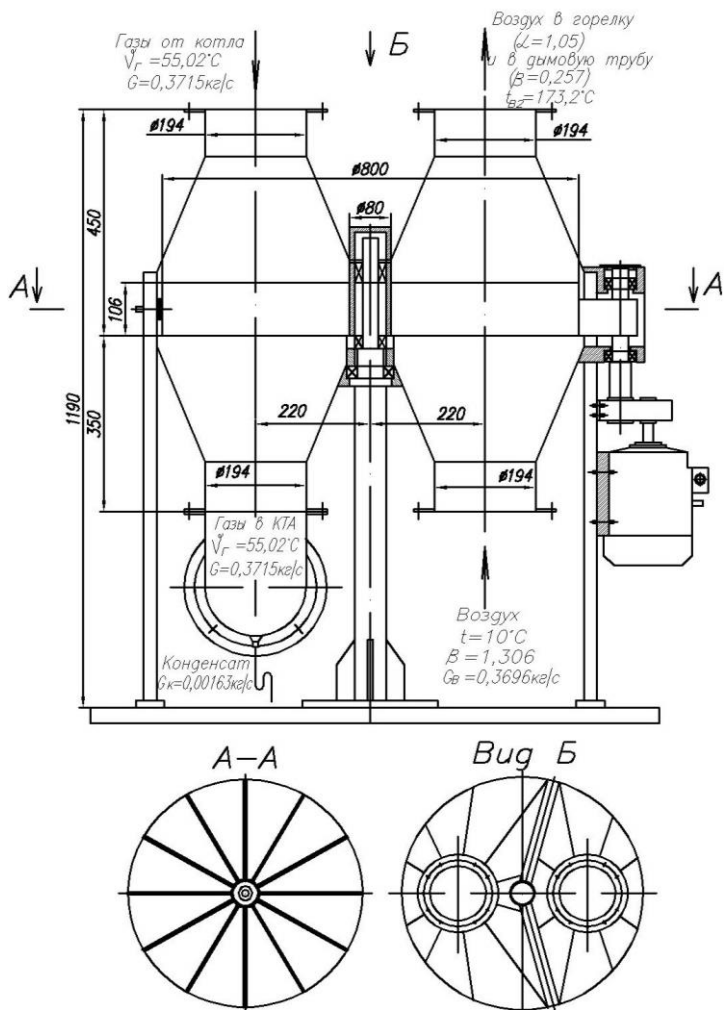


Рисунок 5.2 – Принципиальная конструктивная схема КВП вращающегося типа

Так как в стандартных пластинчатых воздухоподогревателях котельных агрегатов охлаждение дымовых газов ниже температуры точки росы не предусматривается и, соответственно, отсутствует конденсация водяного пара из них, то при расчетах и проектировании конденсационной части КВП можно воспользоваться рекомендациями, изложенными в работе [62], в которой приведен один из методов теплового расчета пластинчатого конденсатора. В этом теплообменном аппарате осуществляется конденсация водяного пара из парогазовой смеси с содержанием воздуха до 70 %.

В качестве прототипа для этой разработки нами был принят пластинчатый аппарат, описанный в работе [66], в котором в качестве поверхности теплообмена предложены спиралеобразные гофрированные элементы. Основными достоинствами таких пластинчатых воздухоподогревателей по сравнению с дробепоточными и вращающимися являются: отсутствие транспортных элементов для перемещения промежуточного теплоносителя, возможность практически полного исключения перетока воздуха в газовую среду, возможность формирования теплообменной поверхности элементами, изготовленными из листовой стали, сравнительно невысокое аэродинамическое сопротивление.

В целом, метод расчета конденсационной части пластинчатого КВП аналогичен методу расчета КТА, изложенному в главе 4, но без деления ее на участки ввиду небольшого количества выделяемой в ней теплоты по отношению ко всей теплоте, выделяемой в КВП. Однако расчет процессов теплообмена в конденсационной части пластинчатого КВП имеет особенности, которые заключаются в следующем. В конденсационной зоне для определения коэффициентов теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности теплообмена используется критериальное уравнение, заимствованное из РГМ 26–01–84–76 [62]:

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,032 \cdot (1 + 0,011 \cdot \Pi_w) \cdot \text{Re}_{\text{ж}}^{0,73} \cdot \text{Pr}^{0,43}, \quad (5.1)$$

где Π_w – параметр, учитывающий влияние поперечного потока массы парогазовой смеси на теплоотдачу в канале, который находится как

$$\Pi_w = Q_{\text{КВП}}^{\text{к}} \cdot d_3 / H_{\text{к}} \cdot r \cdot \mu_{\text{см}},$$

где d_3 – эквивалентный диаметр канала, $\mu_{см}$ – динамический коэффициент вязкости парогазовой смеси.

Эквивалентный диаметр канала определяется по формуле $d_3 = 4 \cdot f / \Pi$, где f – площадь поперечного сечения канала, Π – смоченный периметр канала с учетом удлинения за счет гофр.

Как показали расчеты, значение параметра Π_w не превышает 0,5, что объясняется небольшим поперечным потоком массы парогазовой смеси с большим содержанием неконденсирующихся газов, и им можно пренебречь.

Определение коэффициента массоотдачи β_p осуществляется на основе аналогии между теплообменом и массообменом в соответствии с формулой (4.20).

Коэффициент теплоотдачи от поверхности теплообмена к воздуху («сухая» зона) находится с помощью такого уравнения:

$$Nu_{ж} = 0,086 \cdot Re_{ж}^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_R, \quad (5.2)$$

где ε_R – коэффициент, учитывающий кривизну канала, который определяется как $\varepsilon_R = 1 + 1,8 \cdot d_3 / R$, где R – радиус кривизны канала.

При выполнении теплового расчета «сухой» зоны пластинчатого КВП для определения коэффициента теплоотдачи от газов к пленке конденсата используется зависимость $Nu_{ж} = 0,1 \cdot Re_{ж}^{0,73} \cdot Pr^{0,43}$.

В процессе расчета с целью уменьшения количества ходов по воздуху его скорость движения была снижена до 2,5 м/с.

Аэродинамический расчет в конденсационной части КВП осуществляется в соответствии с методом, изложенным в работах [61, 62]. Перепад давлений со стороны газов определяется как

$$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_m = \xi \cdot \frac{L_{тр}}{d_3} \cdot \frac{\rho_k \cdot w_0^2}{2} \left[1 + \varphi \cdot \left(\frac{\rho_k}{\rho_{см}} - 1 \right) \right], \quad (5.3)$$

где $\Delta P_{тр}$ – потери давления на трение;

ΔP_M – потери давления на местные сопротивления;

ξ – коэффициент общего сопротивления единицы относительной длины канала движению парогазовой смеси;

$L_{пр}$ – приведенная длина канала;

ρ_K и $\rho_{см}$ – плотности конденсата и парогазовой смеси;

w_0 – расходная скорость двухфазного потока парогазовой смеси и конденсата, определяемая как $w_0 = G_{см} / \rho_K \cdot f \cdot n$ (n – число каналов);

$\bar{\varphi}$ – средняя массовая концентрация парогазовой смеси в тройной смеси пара, газа и конденсата, которая находится как $\bar{\varphi} = (2 \cdot G_{см} - G_K) / 2 \cdot G_{см}$.

$$\text{Коэффициент } \xi \text{ равен } \xi = \left(\frac{1 - \bar{\beta}}{\bar{\beta}} \right)^{0,33} \frac{A}{\text{Re}_{эф}^z},$$

где $\frac{1 - \bar{\beta}}{\bar{\beta}}$ – отношение средних расходных скоростей жидкой и газовой

фаз, которое находится как $\frac{1 - \bar{\beta}}{\bar{\beta}} = \frac{G_K / \rho_K}{G_{см} / \rho_{см} + G_{п} / \rho_{п}}$; $A = 2,3$; $z = 1,2$.

Число Рейнольдса равно $\text{Re}_{эф} = G_{см} \cdot d_3 / f \cdot n \cdot \mu_{эф}$, где $\mu_{эф}$ – эффективный динамический коэффициент вязкости двухфазного потока, который определяется по формуле $\mu_{эф} = (\bar{\varphi} / \mu_{см} + (1 - \bar{\varphi}) / \mu_K)^{-1}$.

Перепад давлений со стороны воздуха в конденсационной и «сухой» частях КВП рассчитывается по формуле

$$\Delta P_B = \xi \cdot \frac{L_{пр}}{d_3} \cdot \frac{\rho_B \cdot w_B^2}{2}, \quad (5.4)$$

где в соответствии с рекомендациями работы [61] $\xi = 11,2 / \text{Re}_B^{0,25}$.

Результаты расчета пластинчатого воздухоподогревателя конденсационного типа приведены в табл. 5.5. Поверхность теплообмена разделена на «сухую» и конденсационную части.

Таблица 5.5

Результаты расчета пластинчатого КВП

Наименование параметра, обозначение, размерность	Величина
1	2
Исходные данные	
Расход топлива, B , $\text{м}^3/\text{с}$	0,02338
Массовый расход газов на входе, $G_{\text{см}}$, $\text{кг}/\text{с}$	0,3924
Давление парогазовой смеси, P , МПа	0,0981
Температура газов на входе, ϑ_{yx} , $^{\circ}\text{C}$	200
Температура точки росы, $t_{\text{р}}$, $^{\circ}\text{C}$	55,94
Массовый расход неконденсирующихся газов, $G_{\text{с.г}}$, $\text{кг}/\text{с}$	0,34345
Массовое содержание неконденсирующихся газов в парогазовой смеси на входе, $\varepsilon_{\text{г}}^{\text{вх}}$	0,832
Массовый расход нагреваемого воздуха, $G_{\text{в}}$, $\text{кг}/\text{с}$	0,3696
Температура воздуха на входе, $t_{\text{в1}}$, $^{\circ}\text{C}$	10
Температура воздуха на выходе $t_{\text{в2}}$, $^{\circ}\text{C}$	173,2
Количество каналов для прохода газов, z , шт.	94
Наружный диаметр т поверхности теплообмена, D , м	0,514
Высота гофр, h , м	0,004
Шаг расположения гофр по нормали, $S_{\text{н}}$, м	0,018
Угол наклона гофр, φ , град	60
Толщина пластины, $\delta_{\text{ст}}$, м	0,001
Конденсационная зона	
Внутренний диаметр поверхности теплообмена, $d_{\text{к}}$, м	0,382

1	2
Ширина пластины, h'_k , м	0,075
Эквивалентный диаметр канала, $d_э$, м	0,0091
Зазор для прохода газов в канале, a , м	0,00515
Температура газов на входе, (температура точки росы), t_p , °C	55,94
Температура газов на выходе, ϑ_{yx_2} , °C	55,26
Температура воздуха на входе, $t_{x,b}$, °C	10
Температура воздуха на выходе, t_b^k , °C	21,1
Количество передаваемой теплоты, $Q_{квп}^k$, Вт	4182
Скорость движения газов, $w_{см}^k$, м/с	10,0
Коэффициент теплоотдачи от газов к пленке конденсата, α_k , Вт/м ² К	44,62
Коэффициент теплоотдачи от пленки конденсата к стенке, $\alpha_{пл}$, Вт/м ² К	24725
Скорость движения воздуха, w_b^k , м/с	6,92
Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, α_b^k , Вт/м ² К	95,42
Термическое сопротивление теплопроводности материала стенки и загрязнений, R_3 , м ² К/Вт	0,000257
Коэффициент теплопередачи от пленки конденсата к воздуху, K' , Вт/м ² К	92,49
Парциальное давление водяного пара на границе раздела фаз, $p_{гp}$, МПа	0,012417
Температура на границе раздела фаз, $t_{гp}$, °C	50,1
Плотность теплового потока, q , Вт/м ²	3305,9
Температура стенки, $t_{ст}$, °C	52,89
Коэффициент массоотдачи, $\beta_p \cdot 10^6$, с/м	0,329

Продолжение табл. 5.5

1	2
Плотность потока массы, $q_p \cdot 10^3$, кг/м ² с	1,25
Условный коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к стенке, $\alpha_{усл}$, Вт/м ² К	568,8
Коэффициент теплопередачи от парогазовой смеси к воздуху, K_k , Вт/м ² К	68,0
Температурный напор, Δt_k , °С	39,8
Площадь поверхности теплообмена, H_k , м ²	1,54
Высота зоны, l_k , м	0,09
Аэродинамическое сопротивление со стороны газов, $\Delta P_{см}^k$, Па	499
Аэродинамическое сопротивление со стороны воздуха, ΔP_v^k , Па	349
«Сухая» зона	
Внутренний диаметр поверхности теплообмена, $d_{сух}$, м	0,24
Ширина пластины, $h'_{сух}$, м	0,15
Эквивалентный диаметр канала для прохода газов, $d_3^{см}$, м	0,00666
Зазор для прохода газов в канале, a , м	0,00444
Температура воздуха на входе, $t_{в1}$, °С	21,1
Температура воздуха на выходе, $t_{в2}$, °С	173,2
Количество передаваемой теплоты, $Q_{квп}^{сух}$, Вт	59467
Скорость движения газов, $w_{см}^{сух}$, м/с	7,12
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, $\alpha_{см}^{сух}$, Вт/м ² К	122,56
Термическое сопротивление теплопроводности материала стенки и загрязнений, R_3 , м ² К/Вт	0,000257

1	2
Эквивалентный диаметр канала для прохода воздуха, d_3^B , м	0,00836
Скорость движения воздуха, $w_B^{сух}$, м/с	2,53
Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, $\alpha_B^{сух}$, Вт/м ² К	49,45
Коэффициент теплопередачи от газов к воздуху, $K_{сух}$, Вт/м ² К	31,42
Температурный напор, $\Delta t_{сух}$, °С	30,64
Площадь поверхности теплообмена, $H_{сух}$, м ²	61,74
Высота одного хода по воздуху, $l_{сух}$, м	0,37
Количество ходов по воздуху, $Z_{сух}$, шт.	5
Высота «сухой» зоны, $L_{сух}$, м	1,85
Аэродинамическое сопротивление со стороны газов, $\Delta P_{см}^{сух}$, Па	3438
Аэродинамическое сопротивление со стороны воздуха, $\Delta P_B^{сух}$, Па	555
КВП	
Суммарная площадь поверхности теплообмена, H , м ²	63,28
Суммарное аэродинамическое сопротивление со стороны газов, $\Delta P_{см}$, Па	3937
Суммарное аэродинамическое сопротивление со стороны воздуха, ΔP_B , Па	904

Принципиальная конструктивная схема разработанного КВП пластинчатого типа, сечения и развертка его пластины приведены на рис. 5.3.

Теплообменный аппарат состоит из цилиндрического корпуса диаметром 0,62 м и поверхности теплообмена, сформированной из попарно сваренных спиралеобразных гофрированных элементов. Поперечное сечение

этой поверхности представляет собой каналы, расположенные с определенным шагом по спирали Архимеда. Элементы поверхности теплообмена (пластины) гофрированы. Гофры имеют форму елки с углом наклона к вертикали 60° и расположены с шагом по нормали к ним $0,018$ м. Для обеспечения жесткости конструкции теплообменной поверхности смежные стенки пластин повернуты относительно друг друга на 180° . В «сухой» части аппарата ширина пластины составляет $0,15$ м, в конденсационной – $0,075$ м. По внутренним каналам движутся продукты сгорания топлива, подвод и отвод которых осуществляется через соответствующие патрубки. Движение воздуха – перекрестно-противоточное, шестиходовое.

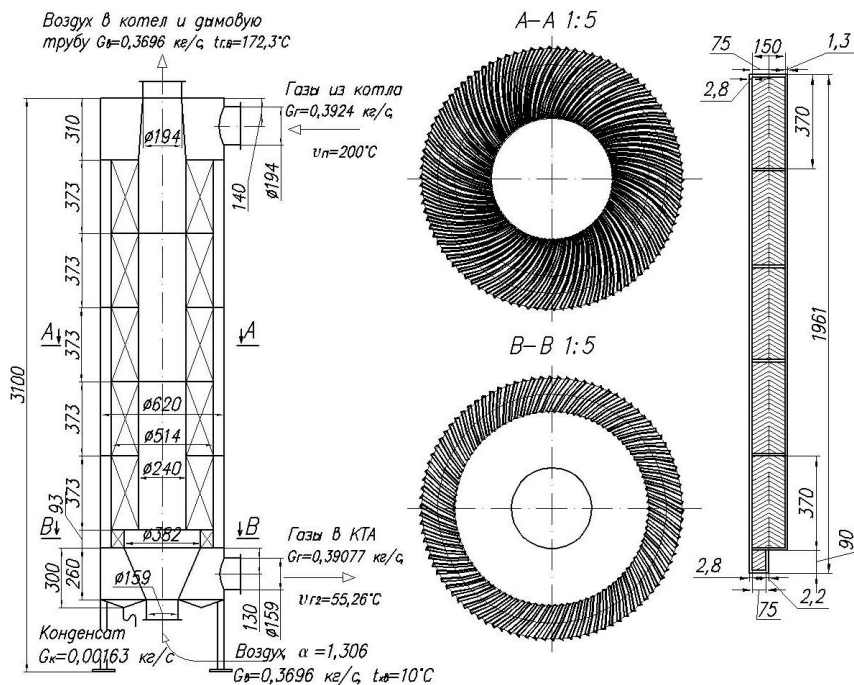


Рисунок 5.3 – Принципиальная конструктивная схема КВП пластинчатого типа

Подвод воздуха осуществляется через нижний патрубок диаметром 0,159 м, отвод – через верхний патрубок диаметром 0,194 м. В нижней части воздухоподогревателя расположен конденсатосборник. Образующийся конденсат через штуцер с гидрозатвором отводится из аппарата для дальнейшей нейтрализации.

Пластины и корпус КВП могут быть изготовлены из нержавеющей стали, либо из углеродистой стали с антикоррозионным покрытием их нижней части.

Высокое аэродинамическое сопротивление по газовой стороне (3937 Па) требует установки тягодутьевых устройств.

Следует отметить достаточно большие габариты «сухой» части КВП, что обусловлено низкими значениями коэффициентов теплопередачи, находящимися на уровне аналогичных значений для трубчатых теплообменных аппаратов. Чтобы повысить интенсивность теплообмена путем увеличения скоростей движения воздуха, необходимо разделять «сухую» и конденсационную части КВП на отдельные теплообменные аппараты.

5.4. Разработка конструкции конденсационного теплообменного аппарата

Тепловой позиционный расчет разрабатываемого поверхностного теплообменного аппарата конденсационного типа, предназначенного для нагрева воды системы горячего водоснабжения, был выполнен в двух вариантах. Это обусловлено компоновочной схемой системы «котел–теплоутилизаторы», которая может иметь в своем составе воздухоподогреватели дробепоточного или вращающегося (или пластинчатого) типа. В случае использования в системе дробепоточного воздухоподогревателя продукты сгорания топлива после прохождения «сухой» зоны разделяются на два самостоятельных потока: один направляется в конденсационную зону КВП, а другой – в КТА. При этом оба потока охлаждаются до конечной температуры, равной $\vartheta_{y_{x_2}} = 35^\circ\text{C}$. Если в системе используется вращающийся воздухоподогреватель (или пластинчатый), то все продукты сгорания топлива последовательно проходят КВП и КТА. При этом их расход не меняется, но величина конечной темпера-

туры охлаждения газов в КВП лежит несколько ниже температуры точки росы ($t_p = 55,94^\circ\text{C}$, $\vartheta'_{yx_2} = 55,26^\circ\text{C}$). В соответствии с этим в первом случае на входе в КТА температура газов будет равна t_p , а во втором – ϑ'_{yx_2} . Однако, как показали расчеты, количество теплоты, воспринимаемое поверхностью КТА, примерно одинаково и, соответственно, площади поверхности теплообмена будут отличаться незначительно.

Тепловой расчет КТА осуществляется в соответствии с методом, изложенным в главе 4. Однако, в связи с тем, что к разработке принят теплообменный аппарат с горизонтальным расположением пучка труб в формуле (4.21) необходимо исключить составляющую, учитывающую переохлаждение конденсата. Некоторое переохлаждение конденсата на наружной поверхности горизонтально расположенных труб возможно лишь при частичном затоплении пучка. При этом надежность определения степени переохлаждения невелика, так как действительный уровень конденсата и скорость его движения неизвестны.

В соответствии с этим уравнение (4.21) используется в таком виде:

$$q_i = \beta_{pi} \cdot r_i \cdot (p_{pi} - p_{гр_i}) + \alpha_{г_i} (\vartheta_{см_i} - t_{гр_i}) = K'_i \cdot (t_{гр_i} - t_{вод_i}). \quad (5.5)$$

Необходимо отметить, что для вертикально расположенного пучка труб переохлаждение конденсата может быть рассчитано.

Еще одной особенностью разрабатываемого КТА является использование в качестве поверхности теплообмена мелкорребристых труб вместо обычно применяемых биметаллических калориферных труб. Такое конструктивное решение было обусловлено достаточно высокой интенсивностью теплообмена в условиях конденсации водяного пара из парогазовых смесей. По результатам расчетов, коэффициенты теплопередачи от парогазовой смеси к нагреваемой воде, отнесенные к оребренной поверхности теплообмена, имеют высокие значения. Например, в КТА по ходу движения газов они изменяются в пределах $450 \div 250 \text{ Вт/м}^2\text{К}$.

Необходимо отметить, что выбору конструктивных характеристик мелкорребристых труб (диаметр, высота и толщина ребра, шаг расположения ребер) уделяется большое внимание. Исследованию влияния конструктив-

ных характеристик труб с непрерывными поперечными ребрами (ТНПР) на интенсивность теплообмена посвящено большое количество работ, например, [139÷142]. Это связано с высокой перспективностью применения мелкоребристых поверхностей теплообмена в аппаратах конденсационного типа, позволяющих интенсифицировать процессы теплообмена и, тем самым, улучшить их массогабаритные характеристики.

На основании результатов экспериментального исследования теплообмена при конденсации водяного пара на горизонтально расположенных ТНПР (материал – медь, диаметр у основания ребра 0,0127 м, высота ребра 0,0016 м, толщина ребра 0,0005 м, диапазон изменения шага расположения ребер от 0,0005 до 0,020 м) установлено, что коэффициенты теплопередачи, отнесенные к гладкой поверхности трубы, возрастают более чем в 1,5 раза, причем более существенно, чем за счет увеличения площади поверхности. Наибольший эффект интенсификации при этом достигается в трубах с шагом расположения ребер, равным 0,0015 м.

Аналогичные данные получены при исследовании конденсации пара на медной ТНПР диаметром 0,019 м с высотой ребра 0,00153 м, толщиной ребра у основания 0,00042 м, у вершины – 0,0002 м и коэффициентом оребрения 2,91 при конденсации хладагента R-11.

Экспериментальное исследование влияния теплопроводности материала ребра на интенсивность теплообмена при конденсации хладона R113 и паровой смеси R113/Н₂О на горизонтально расположенных ТНПР, ребра которых имели прямоугольную нижнюю часть и заостренные вершины, показало, что коэффициенты теплоотдачи на трубах, изготовленных из нержавеющей стали, примерно на 60 % ниже по сравнению с медными. Геометрические характеристики оребренных труб, изготовленных из нержавеющей стали, колеблются в пределах: наружный диаметр 0,0172÷0,0177 м, диаметр гладкой трубы 0,0162 м, высота ребра 0,00111÷0,00153 м, толщина ребра 0,00022÷0,00064 м, шаг расположения ребер 0,00028÷0,00089 м, коэффициент оребрения 2,5÷6,2. Экспериментальные данные свидетельствуют о том, что степень интенсификации теплообмена за счет оребрения составляет 10÷40 %.

Следует также отметить, что одним из эффективных способов интенсификации теплообмена в условиях конденсации пара на горизонтально

расположенных трубах является применение кольцевых турбулизаторов (канавок), предложенное в работе [126]. Интересной является технология изготовления оребренной трубы путем соединения дисковых ребер с основной трубой за счет пластической деформации на токарно-винторезном станке с помощью специальной раскатной многоходовой головки с внутренней стороны трубы [143].

Учитывая вышеизложенное, а также то, что при конденсации водяного пара из продуктов сгорания топлива расход конденсата относительно невелик, в предлагаемой нами конструкции КТА были использованы мелкорребристые трубы, изготовленные из нержавеющей стали. Геометрия труб следующая: внутренний диаметр $d_{\text{вн}} = 0,014$ м, диаметр у основания ребра $d = 0,016$ м, наружный диаметр по ребрам $d_{\text{рб}} = 0,0186$ м, высота ребра $h_{\text{рб}} = 0,0013$ м, толщина ребра $\delta_{\text{рб}} = 0,0006$ м, шаг расположения ребер $s_{\text{рб}} = 0,0015$ м. Коэффициент оребрения такой трубы составляет 2,94.

При расчете теплообмена с применением мелкорребристых труб достаточно удобным является использование в качестве определяющего размера эквивалентного диаметра, который находится как $d_{\text{э}} = d + 2 \cdot h_{\text{рб}} \cdot \delta_{\text{рб}} \cdot z_{\text{рб}}$, где $z_{\text{рб}}$ – количество ребер, расположенных на 1 м длины трубы.

Алгоритм позонного теплового расчета предлагаемой нами конструкции КТА следующий:

- выбирается тип теплообменного аппарата и его конструктивные характеристики: расположение трубного пучка в пространстве (вертикальное или горизонтальное), тип и размеры пучка, параметры оребрения и т. п. Формируются исходные данные;
- поверхность теплообмена разбивается на участки (зоны). Для каждой из них по формулам (4.1)–(4.12) определяются: количество теплоты, передаваемое парогазовой смесью поверхности теплообмена Q_i , расход конденсирующегося водяного пара $G_{\text{к}i}$, массовое содержание неконденсирую-

щихся газов в парогазовой смеси ε_{Γ_i} , парциальные давления водяного пара $p_{\Pi i}$ и соответствующие им температуры насыщения $\vartheta_{\text{см}i}$, расход и температура нагреваемой воды $t_{\text{вод}i}$. При этом уравнение (4.4) без учета эффекта переохлаждения конденсата видоизменяется как

$$Q_{ai} = \Delta G_{\kappa} \cdot r_i; \quad (5.6)$$

• далее путем совместного решения уравнений (5.5) и (3.10) методом последовательных приближений осуществляется определение плотности теплового потока q_i , неизвестных температур на границе раздела фаз $t_{\text{гр}i}$ и стенки $t_{\text{ст}i}$. При расчете коэффициента массоотдачи с помощью зависимости (4.20) и движущей силы массообмена по формуле (3.16) уравнение (5.5) преобразуется к следующему виду:

$$q_i = \frac{\alpha_{\Gamma i} M_{\Pi}}{c_{p_{\text{см}i}} \tilde{M}_{\text{см}}} \left(\frac{Pr}{Pr_D} \right)^{2/3} \ln \frac{P - p_{\text{гр}i}}{P - p_{\Pi i}} \cdot r_i + \alpha_{\Gamma i} (\vartheta_{\text{см}i} - t_{\text{гр}i}) = K'_i (t_{\text{гр}i} - t_{\text{вод}i}). \quad (5.7)$$

Определение парциального давления насыщенного водяного пара в зависимости от температуры насыщения в соответствии с уравнением (3.10) осуществляется с помощью компьютерной программы «Rosa». Температура стенки поверхности теплообмена определяется по формуле (4.28).

Коэффициенты теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности пленки конденсата при поперечном омывании шахматного пучка оребренных труб, отнесенные к полной наружной поверхности, определяются по формуле [118]

$$\alpha_{\Gamma} = 0,113 \cdot C_S \cdot C_z \frac{\lambda_{\text{см}}}{d} \cdot \left(\frac{w_{\text{см}} \cdot d}{v_{\text{см}}} \right)^n Pr_{\text{см}}^{0,33}, \quad (5.8)$$

где C_S и n – коэффициенты, зависящие от геометрии пучка труб, определяемые соответственно по формулам

$$C_S = (1,36 - \varphi) \cdot [11 / (\psi_p + 8) - 0,14]; \quad n = 0,7 + 0,08 \cdot \varphi + 0,005 \cdot \psi_p,$$

где $\varphi = thx$, для шахматного пучка труб параметр $x = \sigma_1 / \sigma_2 - 1,26 / \psi_p - 2$;

C_z – поправка на число рядов труб z_2 , при $z_2 > 8$ $C_z = 1$.

В качестве характерного размера в формуле (5.8) принят диаметр трубы у основания ребра d .

Коэффициент теплопередачи от пленки конденсата к нагреваемой воде определяется по формуле (4.19).

После расчета β_p , $t_{гр}$, $p_{гр}$ для каждого участка КТА находится с помощью зависимости (4.29) плотность потока массы q_p и по формуле (4.30) определяется условный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{усл}$.

Остальные параметры определяются в соответствии с методом, изложенным в главе 4.

Результаты теплового расчета предлагаемой нами конструкции КТА приведены в табл. 5.6.

Таблица 5.6

Результаты теплового расчета КТА

Наименование параметра, обозначение, размерность	Величина
1	2
Условный расход топлива, B' , м ³ /с	0,02208
Массовый расход газов на входе, $G_{см}$, кг/с	0,364
Давление парогазовой смеси, P , МПа	0,0981
Температура газов на входе (температура точки росы), t_p , °С	55,94
Температура газов на выходе, ϑ_{yx_2} , °С	35,0
Массовый расход неконденсирующихся газов, $G_{с.г}$, кг/с	0,32435
Молекулярная масса сухих газов, $M_{с.г}$, кг/кмоль	29,659
Молекулярная масса водяного пара, $M_{п}$, кг/кмоль	18,016

Парциальное давление пара на входе, $p_{\text{п}}^{\text{вх}}$, кПа	16,48
--	-------

Окончание табл. 5.6

1	2
Парциальное давление пара на выходе, $p_{\text{п}}^{\text{ух}}$, кПа	5,64
Массовый расход нагреваемой воды, $G_{\text{вод}}$, кг/с	0,4455
Температура воды на входе, $t_{\text{х.вод}}$, °С	10
Температура воды на выходе, $t_{\text{г.вод}}$, °С	49,0
Внутренний диаметр трубы, $d_{\text{вн}}$, м	0,014
Наружный диаметр оребренной трубы, $D_{\text{рб}}$, м	0,0186
Диаметр трубы у основания ребра, d , м	0,016
Высота ребра, $h_{\text{рб}}$, м	0,0013
Толщина ребра, $\delta_{\text{рб}}$, м	0,0006
Шаг расположения ребер, $S_{\text{рб}}$, м	0,0015
Эквивалентный диаметр оребренной трубы, d_3 , м	0,01695
Поперечный шаг расположения труб, σ_1	1,59
Продольный шаг расположения труб, σ_2	1,38
Коэффициент оребрения, $\Psi_{\text{рб}}$	2,94
Коэффициент теплопроводности стенки, $\lambda_{\text{ст}}$, Вт/м К	17,5
Термическое сопротивление теплопроводности стенки, $R_{\text{ст}} \cdot 10^5$, м К/Вт	5,71
Термическое сопротивление загрязнений, $R_3 \cdot 10^5$, м К/Вт	2,0
Скорость движения воды, $w_{\text{вод}}$, м/с	0,5
Площадь поверхности теплообмена, $H_{\text{кта}}$, м ²	12,14
Количество труб в одном ряду, z_1 , шт.	6
Количество рядов труб, z_2 , шт.	20

Конденсационный теплообменный аппарат, предназначенный для нагрева воды системы горячего водоснабжения, принципиальная конструктивная схема которого приведена на рис. 5.4, представляет собой рекуператор поверхностного типа.

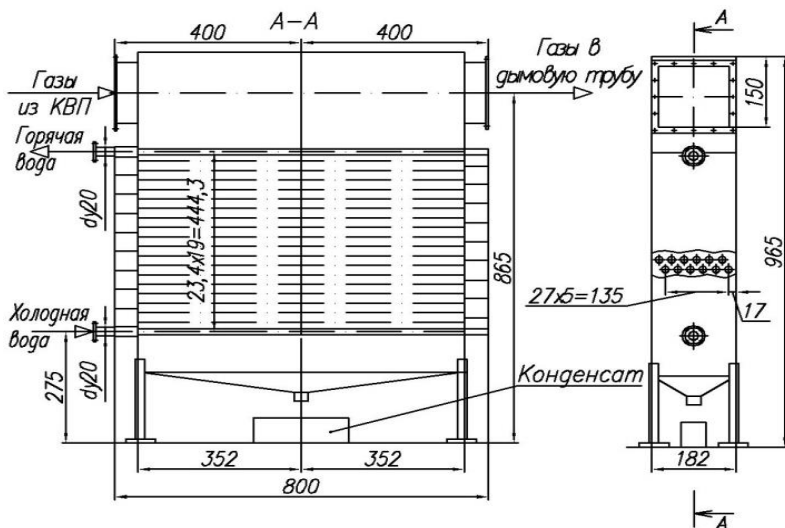


Рисунок 5.4 – Конструктивная схема КТА
поверхностного типа

В качестве поверхности теплообмена используется пучок труб с шахматным их расположением по треугольнику. Поперечный шаг расположения труб равен $S_1 = 0,027$ м ($\sigma_1 = S_1 / d = 1,59$), продольный – $S_2 = 0,0234$ м ($\sigma_2 = S_2 / d = 1,38$). Такие шаги были выбраны из технологических соображений, обусловленных необходимостью установки перегородок в камерах для изменения направления движения воды. Площадь поверхности теплообмена КТА составляет $12,14 \text{ м}^2$. С целью повышения надежности КТА при эксплуатации его в конденсационном режиме корпус необходимо изготавливать из нержавеющей стали либо из углеродистой стали с антикоррозионным

покрытием. В нижней части теплообменного аппарата расположены емкость для сбора конденсата и устройство для его отвода с целью последующей нейтрализации. Подвод и отвод греющего и нагреваемого теплоносителей осуществляется с помощью соответствующих патрубков.

В табл. 5.7 и на рис. 5.5÷5.8 приведены результаты позонного теплового расчета КТА, анализ которых позволяет наглядно проиллюстрировать преимущества позонного теплового расчета КТА, отражающего действительные условия процесса тепломассообмена как со стороны парогазовой смеси, так и со стороны охлаждающей воды. Он дает возможность учесть изменения по ходу движения продуктов сгорания топлива (парогазовой смеси) величин его основных параметров и локальных тепловых нагрузок при расчете площади поверхности теплообмена. В процессе конденсации водяного пара из парогазовой смеси вдоль поверхности теплообмена происходят изменения ее состава, скорости движения, температуры, концентраций неконденсирующихся газов. Эти изменения нелинейные и определяют соответствующий им характер зависимости основных параметров процесса тепломассообмена от величины площади поверхности КТА. Как видно из рис. 5.5÷5.8, изменения вдоль поверхности теплообмена значений температуры на границе раздела фаз $t_{гр}$, температуры стенки $t_{ст}$, температуры воды $t_{вод}$, температурного напора $\bar{\Delta t}$, плотности теплового потока q , влагосодержания d значительные и явно нелинейные.

Таблица 5.7

Результаты позонного теплового расчета КТА

Параметр, размерность	I зона, $i = 1$	II зона, $i = 2$	III зона, $i = 3$	IV зона, $i = 4$	V зона, $i = 5$
1	2	3	4	5	6
$\vartheta_{см_i}$, °C	54,66	51,81	48,36	44,16	38,59
G_{K_i} , кг/с	0,03421	0,02866	0,02311	0,01756	0,01201
$p_{П_i}$, кПа	15,51	13,51	11,40	9,18	6,85
$\varepsilon_{Г_i}$	0,8419	0,8623	0,8838	0,9064	0,9302
Q_{ai} , кВт	13,161	13,198	13,244	13,300	13,373

Q_{bi} , кВт	0,866	1,026	1,246	1,5576	2,174
----------------	-------	-------	-------	--------	-------

Окончание табл. 5.7

1	2	3	4	5	6
Q_{ci} , кВт	0,1365	0,1620	0,1965	0,2460	0,3430
Q_i , кВт	13,881	14,098	14,392	14,802	15,569
$t_{вод_i}$, °C	45,28	37,78	30,15	22,32	14,12
$w_{см_i}$, м/с	12,1	11,74	11,34	10,92	10,43
$\alpha_{вод_i}$, Вт/м ² К	3289,7	3034,8	2834,1	2597,7	2363,7
$\alpha_{пр_i}$, Вт/м ² К	136,6	133,7	130,5	127,5	124,9
$\alpha_{пл_i}$, Вт/м ² К	23010	20375	18537	17208	15860
K'_i , Вт/м ² К	731,1	694,3	656,4	611,4	565,4
$p_{гр_i}$, кПа	13,763	11,042	8,428	6,017	3,89
$t_{гр_i}$, °C	52,21	47,72	42,5	36,23	28,44
$t_{сг_i}$, °C	50,98	45,94	40,28	33,72	25,87
$\Delta t_{пл_i}$, °C	1,23	1,78	2,22	1,94	2,57
q_i , Вт/м ²	5066,5	6901,3	8106,5	8498,5	8062,6
$\beta_{p_i} \cdot 10^6$, с/м	1,143	1,082	1,035	0,988	0,952
$\alpha_{усл_i}$, Вт/м ² К	1898,5	1557,5	1287,1	1009,0	755,9
K_i , Вт/м ² К	459,2	418,0	378,4	330,9	280,7
$\overline{\Delta t_i}$, °C	9,13	13,84	18,05	21,64	24,12
H_i , м ²	3,22	2,44	2,11	2,07	2,3
d_i , кг/кг с.г	0,1141	0,0970	0,0799	0,0627	0,0456
$\delta t'_i$, °C	9,38	14,03	18,21	21,84	24,47
k_i , Вт/м ² К	459,1	418,1	378,4	330,8	280,8
δt_i , °C	3,68	5,87	8,08	10,44	12,72
α_i , Вт/м ² К	1170,2	999,3	852,8	691,9	538,8

$q_p \cdot 10^3, \text{ кг/м}^2\text{с}$	2,0	2,67	3,08	3,12	2,82
--	-----	------	------	------	------

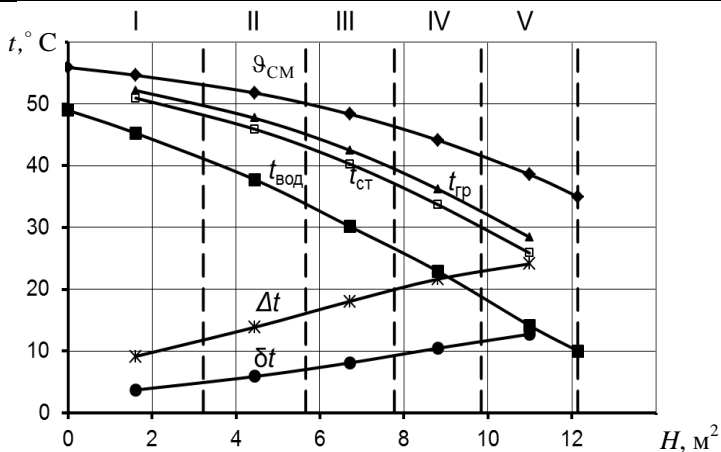


Рисунок 5.5 – Изменение температур и температурных напоров вдоль поверхности теплообмена

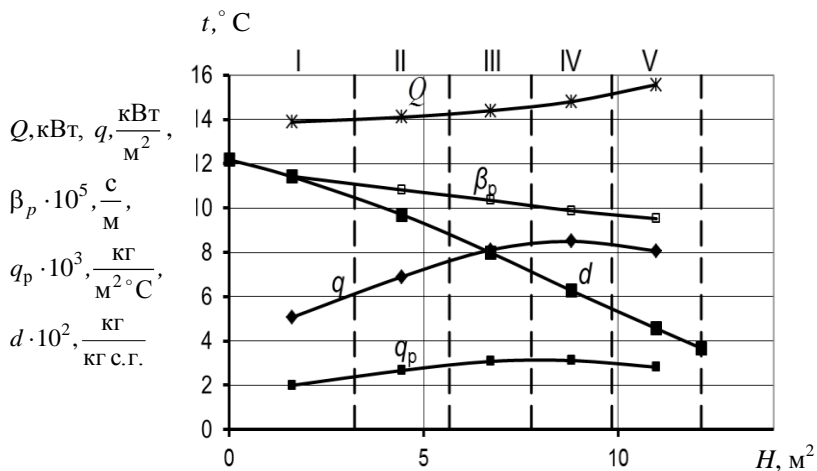


Рисунок 5.6 – Изменение теплового потока Q , плотности теплового потока q , влагосодержания d , коэффициента массоотдачи β_p , и плотности потока массы q_p ,



Рисунок 5.7 – Изменение коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи вдоль поверхности теплообмена

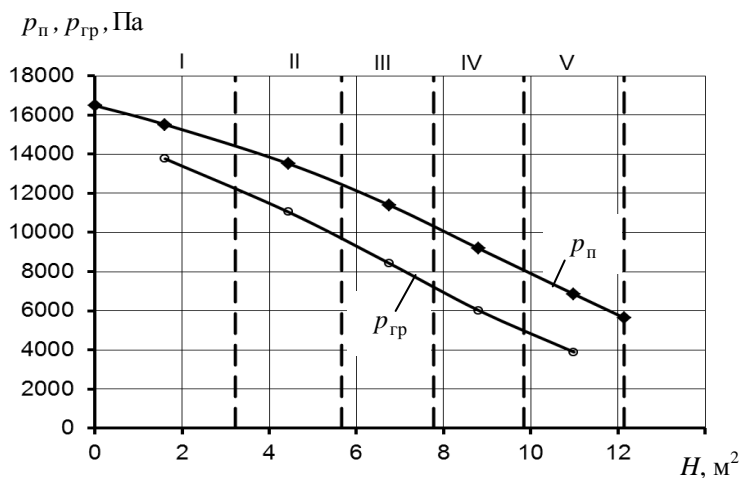


Рисунок 5.8 – Изменение парциальных давлений

вдоль поверхности теплообмена

Аналогичным образом изменяются условный коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к стенке $\alpha_{\text{УСЛ}}$, локальный коэффициент теплоотдачи α , определяемый как $\alpha = \psi \cdot q / (\vartheta_{\text{см}} - t_{\text{СТ}})$, а также коэффициент теплопередачи от пленки конденсата к охлаждающей воде K' , вычисленный по формуле (4.36), и общий условный коэффициент теплопередачи от парогазовой смеси к нагреваемому теплоносителю K , рассчитанный по формуле (4.37).

Локальные значения коэффициентов теплопередачи для каждого из участков, рассчитанные по формуле $k_i = \psi \cdot q_i / \delta t_i$, где $\delta t_i = \vartheta_{\text{см}} - t_{\text{вод}}$, полностью совпадают со значениями K , полученными с помощью уравнения (4.37). Это свидетельствует о возможности некоторого упрощения теплового расчета КТА за счет исключения определения условных коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{УСЛ}}$, теплопередачи K_i и средних температурных напоров $\overline{\Delta t_i}$. Для сравнения результатов позонного теплового расчета КТА с традиционно применяемым в теплоэнергетике методом выполним следующие вычисления.

Средний по поверхности теплообмена коэффициент теплопередачи для КТА может быть найден с помощью зависимости:

$$K_{\text{ср}} = \sum_{i=1}^n Q_i / H_{\text{КТА}} \cdot \Delta t_{\text{ср}},$$

$$\text{где } \Delta t_{\text{ср}} = \left(\sum_{i=1}^n \delta t'_i H_i \right) / H_{\text{КТА}}, \text{ где } \delta t'_i = \vartheta_{\text{см}_i} - t_{\text{вод}_i}.$$

Выполненный расчет показал, что $\Delta t_{\text{ср}} = 16,83^\circ\text{C}$, тогда $K_{\text{ср}} = 356 \text{ Вт/м}^2\text{К}$.

Если определить среднелогарифмический температурный напор по формуле

$$\overline{\Delta t}_{\text{ср}} = \left(\sum_{i=1}^n \overline{\Delta t}_i H_i \right) / H_{\text{КТА}},$$

то оказывается, что он равен $\bar{\Delta}t_{cp} = 16,6^\circ\text{C}$, то есть практически не отличается от Δt_{cp} . Это объясняется тем, что $\bar{\Delta}t_{cp}$ определялся для каждого участка КТА, а не для всей поверхности теплообмена.

Среднеинтегральный коэффициент теплопередачи, рассчитанный по формуле

$$K_{\text{КТА}}^{\text{cp}} = \left(\sum_{i=1}^n K_i H_i \right) / H_{\text{КТА}},$$

составляет $K_{\text{КТА}}^{\text{cp}} = 381,2 \text{ Вт/м}^2\text{К}$.

Расхождение в определении коэффициентов теплопередачи достигает $(381,2 \div 356,0)100\% / 381,2 = 6,6\%$, что в соответствии с требованиями норм теплового расчета котельных агрегатов [118] недопустимо.

Среднелогарифмический температурный напор для всей поверхности КТА, рассчитанный по формуле

$$\bar{\Delta}t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)},$$

где $\Delta t_6 = \vartheta_{y_{x_2}} - t_{x_{\text{вод}}}$, $\Delta t_m = t_p - t_{г.вод}$ составляет $\bar{\Delta}t = 14,09^\circ\text{C}$. Коэффициент теплопередачи при значении $H_{\text{КТА}} = 12,14 \text{ м}^2$ в соответствии с

зависимостью $K = \sum_{i=1}^n Q_i / H_{\text{КТА}} \cdot \bar{\Delta}t$ равен $K = 425,3 \text{ Вт/м}^2\text{К}$. В этом случае расхождение в расчете коэффициентов теплопередачи возрастает до 16,3 %.

Среднее значение условного коэффициента теплоотдачи от парогазовой смеси к стенке, вычисленное по формуле $\alpha_{\text{усл}}^{\text{cp}} = \left(\sum_{i=1}^n \alpha_{\text{усл}i} H_i \right) / H_{\text{КТА}}$, равно $\alpha_{\text{усл}}^{\text{cp}} = 1355,6 \text{ Вт/м}^2\text{К}$. Средняя величина коэффициента теплоотдачи

от парогазовой смеси к стенке, найденная как $\alpha_{cp} = \left(\sum_{i=1}^n \alpha_i H_i \right) / H_{\text{КТА}}$, где $\alpha_i = \psi \cdot q_i / \delta t_i$, а $\delta t_i = \vartheta_{cm_i} - t_{cm_i}$, составляет $\alpha_{cp} = 1038,5 \text{ Вт/м}^2\text{К}$.

Среднее значение коэффициента теплоотдачи от парогазовой смеси к стенке, определяемое традиционным способом для теплообменного аппарата в целом по формуле $\alpha'_{\text{ср}} = Q_{\text{КТА}} / H_{\text{КТА}} \cdot \delta t_{\text{ср}}$,

где $\delta t_{\text{ср}} = \left(\sum_{i=1}^n \delta t_i H_i \right) / H_{\text{КТА}}$, составляет $\alpha'_{\text{ср}} = 773,2 \text{ Вт/м}^2\text{К}$. Очевидно,

что оно существенно отличается от $\alpha_{\text{усл}}^{\text{ср}}$ и $\alpha_{\text{ср}}$.

В данном разделе настоящей главы рассмотрен также вариант расчета КТА, в котором коэффициенты теплопередачи отнесены к гладкой поверхности теплообмена (гладкотрубный КТА). При этом их значения в среднем увеличились в 1,5 раза. Соответствующим образом на всех участках возросла плотность теплового потока и уменьшилась суммарная площадь поверхности теплообмена до $7,91 \text{ м}^2$. Результаты этого расчета приведены в табл. 5.8 и на рис. 5.9÷5.12.

Таблица 5.8

Результаты позонного расчета КТА (гладкотрубный КТА)

Параметр, размерность	I зона, $i = 1$	II зона, $i = 2$	III зона, $i = 3$	IV зона, $i = 4$	V зона, $i = 5$
$K'_i, \text{Вт/м}^2\text{К}$	1639,1	1573,3	1506,4	1428,4	1333,4
$p_{\text{гр}i}, \text{кПа}$	12,61	9,518	6,808	4,543	2,778
$t_{\text{гр}i}, ^\circ\text{C}$	50,4	44,85	38,47	31,11	22,64
$t_{\text{ст}i}, ^\circ\text{C}$	49,32	43,32	36,65	29,17	20,70
$\Delta t_{\text{пл}i}, ^\circ\text{C}$	1,08	1,53	1,82	1,94	1,94
$q_i, \text{Вт/м}^2$	8392,2	11123	12533	12555,6	11280,6
$\beta_{Pi} \cdot 10^6, \text{с/м}$	1,135	1,073	1,026	0,980	0,947
$\alpha_{\text{усл}i}, \text{Вт/м}^2\text{К}$	1823,6	1481,1	1186,2	911,0	677,2
$K_i, \text{Вт/м}^2\text{К}$	760,3	673,7	585,0	488,6	394,1
$\bar{\Delta t}_i, ^\circ\text{C}$	9,13	13,84	18,05	21,64	24,12
$H_i, \text{м}^2$	2,0	1,51	1,36	1,40	1,64

d_i , кг/кг	0,1141	0,0970	0,0799	0,0627	0,0456
δt_i , °C	5,34	8,49	11,71	14,99	17,89
α_i , Вт/м ² К	1335,8	1113,6	909,7	712,0	536,0

Несмотря на уменьшение площади поверхности теплообмена, габаритные размеры КТА существенно возросли. При условии сохранения количества труб в ряду $z_1 = 6$ количество рядов z_2 увеличилось с 20 до 37 шт.

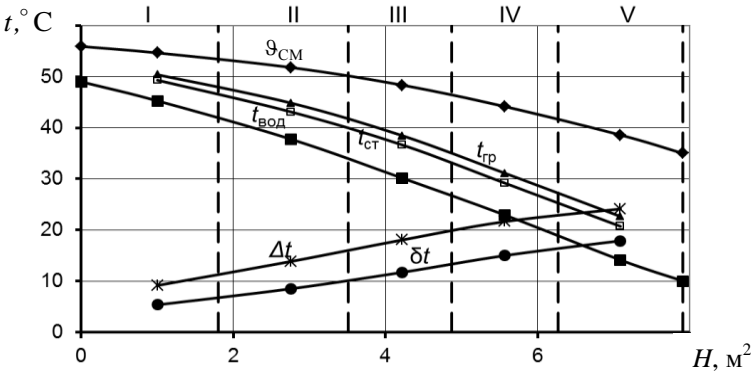


Рисунок 5.9 – Изменение температур и температурных напоров вдоль поверхности теплообмена

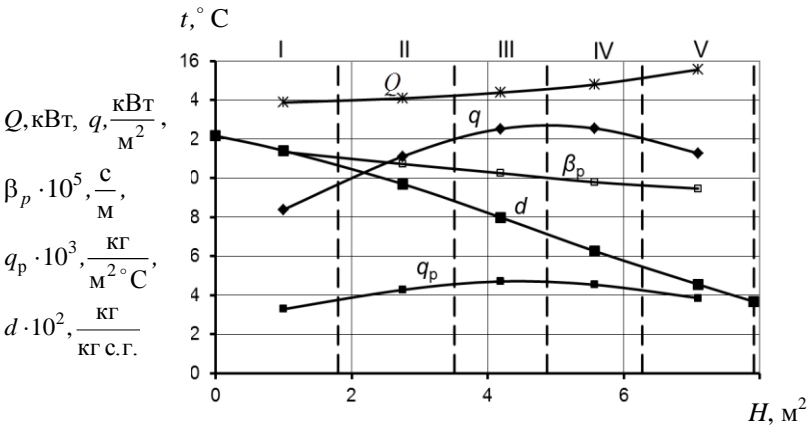


Рисунок 5.10 – Изменение теплового потока Q ,
 плотности теплового потока q , влагосодержания d ,
 коэффициента массоотдачи β_p , и плотности потока массы q_p ,
 вдоль поверхности теплообмена
 $\alpha, \alpha_{\text{усл}}, K, K_{\text{усл}}, \text{Вт/м}^2 \text{К}$

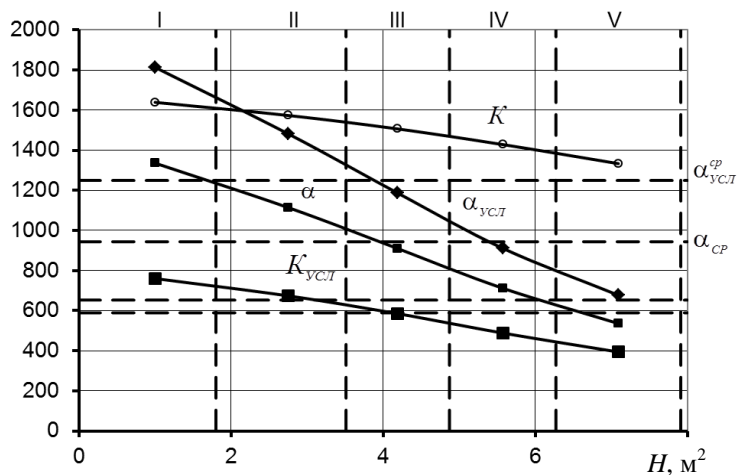


Рисунок 5.11 – Изменение коэффициентов теплоотдачи
 и теплопередачи вдоль поверхности теплообмена

$p_{\text{п}}, p_{\text{гр}}, \text{Па}$

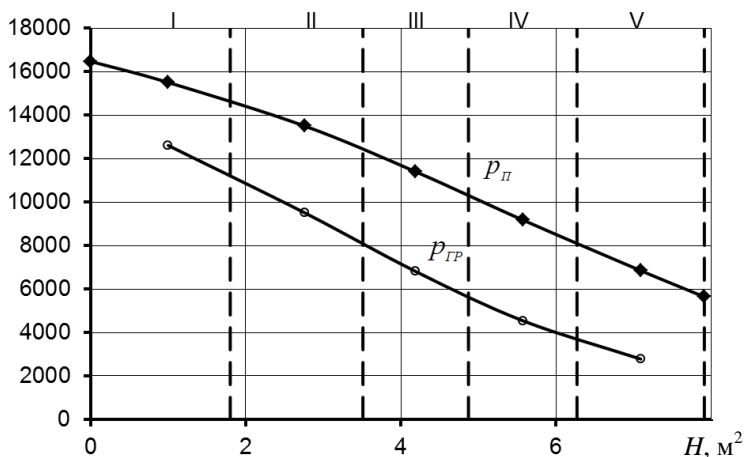


Рисунок 5.12 – Изменение парциальных давлений
вдоль поверхности теплообмена

5.5. Разработка замкнутой теплоэнергетической системы «котел–теплоутилизаторы» на основе водогрейного котла ТПВ–200

В качестве одного из вариантов практической реализации замкнутой теплоэнергетической системы «котел–теплоутилизаторы» нами была осуществлена разработка экспериментальной установки к водогрейному котлу ТПВ–200, работающему на природном газе с низшей теплотой сгорания 33620 кДж/м^3 . В качестве исходных данных были приняты такие параметры: температура воды на входе в котел $t_{\text{вод}_1} = 70^\circ\text{C}$, на выходе – $t_{\text{вод}_2} = 115^\circ\text{C}$; расход воды $G_{\text{вод}} = 1,0611 \text{ кг/с}$; потери теплоты $q_2 = 7,756 \%$, $q_3 = 0,5 \%$, $q_5 = 0,7 \%$, КПД котла $\eta = 91,04 \%$, расход топлива $B = 0,00653 \text{ м}^3/\text{с}$, температура уходящих из котла газов (на входе в систему) $\vartheta_{y_{x_1}} = 193,6^\circ\text{C}$; температура газов на выходе из системы $\vartheta_{y_{x_2}} = 35^\circ\text{C}$; коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,05$; присос воздуха в топке $\Delta\alpha_T = 0$; присос воздуха в

КВП $\Delta\alpha_{\text{КВП}} = 0,05$; материал шарообразного теплоносителя – сталь; диаметр шариков 0,004 м; температуры холодного воздуха $t_{\text{х.в}}^{\text{вх}}$ и воды $t_{\text{вод}}^{\text{вх}}$ на входе в КТА составляют 10 °С; скорости движения газов и воздуха $w_{\text{г.вх}} = 1,714$ м/с; $w_{\text{конд}} = 0,328$ м/с; $w_{\text{в}} = 2,0$ м/с; скорость движения газов в КТА $w_{\text{г}} = 9$ м/с; скорость движения воды в КТА $w_{\text{вод}} = 0,76$ м/с.

В результате расчета замкнутой теплоэнергетической системы были получены следующие значения: КПД системы при расчете по низшей теплоте сгорания топлива составляет 106,17 %; расход природного газа $B_1 = 0,0056$ м³/с; экономия топлива $\Delta B = 0,00093$ м³/с (14,3 %). Воздух с коэффициентом избытка 1,243 нагревается до 172,7 °С, при этом для этой цели расходуется 18,8 % теплоты, выделившейся при конденсации водяного пара из продуктов сгорания топлива. Оставшаяся часть теплоты (81,2 %) используется для нагрева воды системы горячего водоснабжения в КТА до 45,5 °С. Для повышения температуры воды до 65 °С к ней подмешивается 3,2 % нагретой в котле воды. Расход нагретой в КТА воды составляет 0,08575 кг/с.

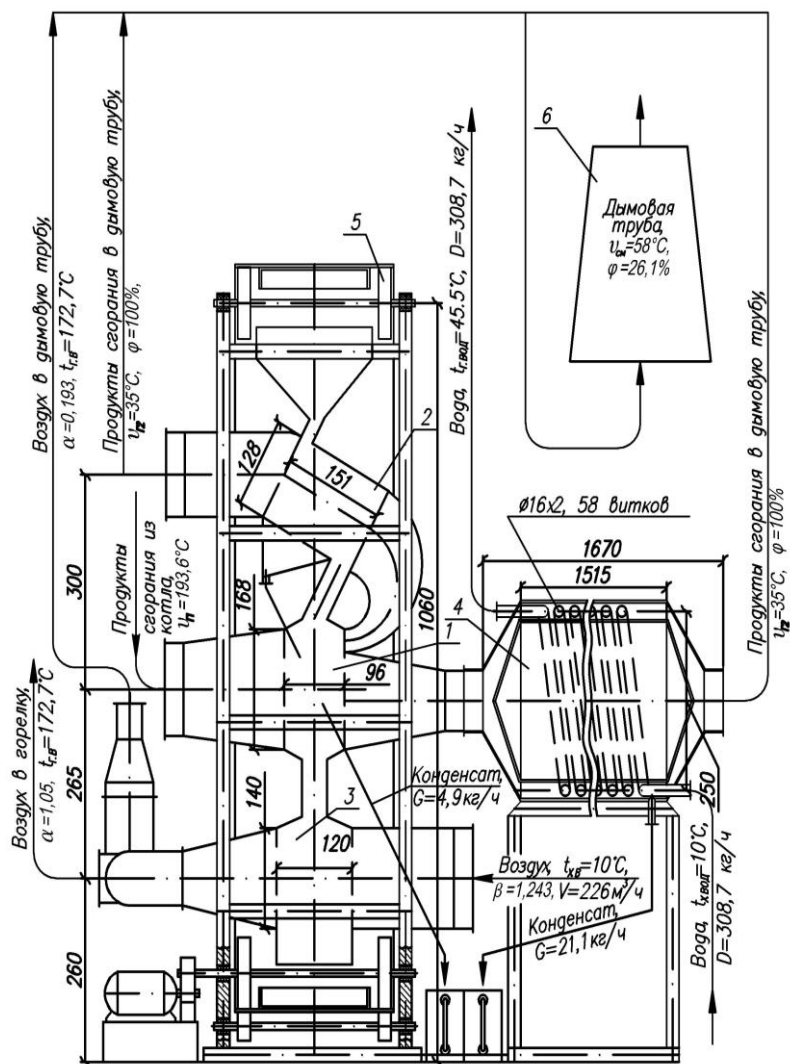
Площадь поверхности теплообмена КВП равна 13,7 м². Аэродинамическое сопротивление со стороны газов составляет 847 Па, что позволяет осуществить отвод газов из системы без установки тягодутьевых устройств. Аэродинамическое сопротивление со стороны воздуха равно 1360 Па. Конструктивно КВП не отличается от воздухоподогревателя, приведенного на рис. 5.1, за исключением транспорта шарообразного теплоносителя в верхний бункер, который осуществляется с помощью ковшового элеватора.

В КТА в качестве поверхности теплообмена площадью 2,3 м² применен змеевик из 58 витков гладкой трубы диаметром 0,016 м, навитый с шагом 0,025 м. Средний диаметр навивки змеевика равен 0,25 м. Такая конструкция КТА обладает высокой компактностью и позволяет использовать для формирования теплообменной поверхности гладкие трубы. Гидравлическое сопротивление водяного тракта составляет 3505 Па, аэродинамическое сопротивление со стороны газов равно 576 Па. Количество конденсата,

отнесенное к единице расхода топлива, равно $1,368 \text{ кг/м}^3$. Принципиальная схема установки представлена на рис. 5.13.

5.6. Разработка замкнутой теплоэнергетической системы «котел–теплоутилизаторы» на основе котла паропроизводительностью 70 т/ч

Другим вариантом практической реализации замкнутой теплоэнергетической системы «котел–теплоутилизаторы» может служить выполненная нами разработка теплоутилизационной системы на базе промышленного котла средней мощности паропроизводительностью $19,44 \text{ кг/с}$ (70 т/ч), в котором в качестве топлива используется природный газ.



Конструктивной особенностью данного котла является установка в нижней части конвективной шахты за воздухоподогревателем малоэффективного с точки зрения теплообмена дополнительного пакета гладкотрубного водяного экономайзера с целью снижения температуры уходящих газов до 161 °С. При величине поверхности нагрева, равной 165 м², питательная вода в нем нагревается от 124 °С до 130 °С, то есть всего на 6 °С. Поэтому при разработке системы «котел–теплоутилизаторы» было предложено демонтировать этот пакет водяного экономайзера и в освободившуюся ячейку конструкции котла установить конденсационный теплообменный аппарат. При этом ставилась задача, сохраняя габаритные размеры котла, осуществить нагрев питательной воды от 124 °С до 130 °С в основном водяном экономайзере котла и увеличить расход нагреваемого воздуха в существующем воздухоподогревателе без изменения его габаритных размеров в объеме, необходимом для защиты газоотводящего тракта от коррозии и разрушения.

Предварительно выполненный тепловой расчет такой системы «котел–теплоутилизатор» позволил установить, что при снижении температуры уходящих из воздухоподогревателя газов от 181 °С до 35 °С ее КПД возрастает с 92,65 % до 105,33 % при условии выполнения расчетов по низшей теплоте сгорания топлива. Такое увеличение КПД дает в результате возможность обеспечить экономию газообразного топлива на 11,7 %.

Для обеспечения бесконденсационного режима эвакуации уходящих газов в окружающую среду их температуру необходимо повысить до 58 °С. С этой целью было предложено использовать воздух, нагреваемый в котле до 156 °С, но при этом его расход увеличивается на 30,8 %

Нагрев воздуха в воздухоподогревателе котла при условии сохранения его габаритных размеров, величины теплообменной поверхности и живых сечений для прохода газов и воздуха можно осуществить лишь при интенсификации теплообмена. Нами был выбран достаточно эффективный способ интенсификации теплообмена путем формирования поверхности с помощью труб с накатанными поперечными канавками [126].

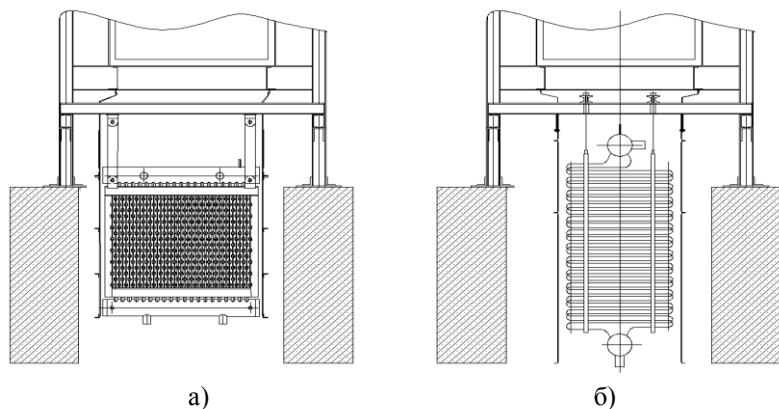
Проведенный тепловой расчет воздухоподогревателя дал возможность определить необходимую степень повышения коэффициентов теп-

лоотдачи со стороны газов, величина которой составила 59 %. По рекомендациям авторов работы [126] был подобран вариант труб с накатанными канавками при числе Рейнольдса $2 \cdot 10^4$ и соотношениях $d/D = 0,96$; $t/D = 1,0$. Здесь приняты следующие обозначения: D – внутренний диаметр трубы по впадинам канавок; d – внутренний диаметр трубы по выступам канавок (минимальный); t – шаг расположения канавок. В этом случае отношение критериев Нуссельта с газовой стороны составило $Nu/Nu_{гд} = 1,55$ при отношении коэффициентов аэродинамического сопротивления трубного пучка, равном 1,3. Замена гладких труб на накатанные позволила осуществить нагрев воздуха для дутья и подачи в газоотводящий тракт. При этом, несмотря на увеличение интенсивности теплообмена с воздушной стороны в 1,15 раза, температура газов за воздухоподогревателем снизилась с 181 °С до 151,5 °С.

С учетом этих изменений был выполнен тепловой расчет предлагаемой системы «котел–теплоутилизатор». Температура газов на входе в теплоутилизатор равна 151,5 °С, на выходе – 35 °С. Температура холодной воды была принята равной 10 °С. В результате теплового расчета установлено, что КПД системы при расчете его по низшей теплоте сгорания топлива и температуре уходящих газов 58 °С составляет 103,55 %. При этом, сетевая вода с расходом 130,8 т/ч нагревается до температуры 62,7 °С.

В качестве теплоутилизатора предложен конденсационный теплообменный аппарат поверхностного типа. С целью обеспечения компактности КТА его поверхность выполнена в виде шахматного пучка труб диаметром $25 \times 2,5$ мм со спирально-ленточным оребрением. Наружный диаметр ребер составляет 0,041 м, высота ребра – 0,008 м, шаг между ребрами – 0,0056 м. Суммарная поверхность теплообмена КТА составляет 1934 м².

Габаритные размеры КТА, равные $4,3 \times 1,2 \times 2,0$ м, позволяют, как уже отмечалось, установить его в конвективную шахту котла (рис.5.14).



*Рисунок 5.14 – Компоновочные схемы
установки теплообменных аппаратов:*

- а) – пакет экономайзера;
б) – конденсационный теплообменный аппарат

Исследования технических систем, созданных на основе парового котла Е-1,0-09 ГЗ, водогрейного котла ТПВ-200 и промышленного котла паропроизводительностью 19,44 кг/с также подтвердили высокую надежность разработанных математических моделей и методов тепловых расчетов и высокую эффективность глубокой утилизации теплоты уходящих из котлов продуктов сгорания газообразного топлива.

5.7. Переменный режим эксплуатации системы глубокой утилизации теплоты уходящих из котла газов

В настоящее время в отраслях промышленной и коммунальной теплоэнергетики Украины сложилась напряженная ситуация, обусловленная дефицитом и дороговизной природного газа и мазута, а также неудовлетворительным техническим состоянием котельного оборудования, эксплуатируемого с низкими значениями коэффициентов полезного действия (КПД)

[146]. Для повышения энергоэффективности котельных установок малой и средней мощности, работающих на газообразном топливе, авторы многих научно-исследовательских разработок предлагают использовать конденсационные технологии глубокой утилизации теплоты уходящих газов с охлаждением их ниже температуры точки росы, которые позволяют с минимальными капитальными и эксплуатационными затратами успешно решать задачи энергосбережения [5,6,147,14,26,29,148].

Авторами работы [133] предложен один из вариантов такой теплоутилизационной технологии в виде системы замкнутого типа «котел – теплоутилизаторы», в состав которой входят: паровой котел, конденсационный воздухоподогреватель (КВП) и конденсационный теплообменный аппарат (КТА) для нагрева сетевой воды системы горячего водоснабжения. КВП представляет собой регенеративный теплообменный аппарат с промежуточным шарообразным теплоносителем, КТА – рекуперативный аппарат поверхностного типа, сформированный из пакета труб с невысокими ребрами. Утилизационная система обладает высокой теплотехнической эффективностью. Например, для системы, разработанной на базе парового котла Е-1,0-09 ГЗ, повышение КПД системы по сравнению с КПД котла на 13,4 % дает возможность получить условную экономию природного газа в количестве 14,4 %.

В случае сохранения расхода природного газа на неизменном уровне в системе осуществляется нагрев 0,4192 кг/с (1509 кг/ч) воды от 10 °С до 49 °С и 0,3696 кг/с (1330 кг/ч) воздуха от 10 °С до 173 °С. Вода используется в системе горячего водоснабжения. Воздух подается в горелочные устройства котла и в газоотводящий тракт для повышения температуры уходящих из теплоутилизаторов газов до 58 °С с целью защиты его от коррозии и разрушения. Конденсат с расходом 0,0294 кг/с (106 кг/ч) после дегазации может быть использован для подпитки котла или системы теплоснабжения, снижая затраты на водоподготовку.

Несмотря на то, что технологии глубокой утилизации теплоты уходящих газов применяются уже достаточно давно, проблема их совершенствования является насущной и актуальной, так как нерешенными остаются еще многие вопросы, оказывающие существенное влияние на технико-экономические и эксплуатационные показатели теплоутилизационных уста-

новок. Наиболее важными из них являются вопросы разработки надежных и достоверных методов расчета тепломассообмена в условиях конденсации водяных паров из парогазовых смесей, которые рассматривались в работах [6, 147, 29, 133]. В связи с этим с целью оценки степени совершенства разработанных методов расчета несомненный интерес представляют данные об изменении основных характеристик теплоутилизационной установки при ее эксплуатации на частичных нагрузках (то есть, в условиях переменного режима ее работы). Анализ литературных источников в этом направлении свидетельствует, что данному вопросу уделяется недостаточное внимание. При проведении наладочных работ и во время эксплуатации теплоутилизационных установок частичные нагрузки имели место, однако данные об изменении основных параметров и их анализ, как правило, не освещались в научных публикациях. Сложность анализа работы теплоутилизационной установки при частичных нагрузках обусловлена необходимостью проведения дорогостоящих экспериментальных исследований, или, в случае выполнения расчетного исследования, отсутствием или несовершенством компьютерных программ расчета теплоутилизационных систем, созданных на основе их математических моделей.

В процессе разработки системы «котел – теплоутилизаторы» была разработана компьютерная программа теплового расчета как системы в целом, так и ее основных элементов (КВП и КТА). Она позволяет рассчитывать различные схемные и конструктивные варианты систем: созданных на основе паровых или водогрейных котлов; без байпаса дымовых газов или с байпасом их части мимо теплоутилизаторов; с использованием конструкций КВП дробепоточного или вращающегося типов; с поверхностью КТА, сформированной с помощью гладких или оребренных труб, расположенных горизонтально или вертикально. Тепловой расчет КТА выполняется позонно, при котором поверхность теплообмена разделяется на отдельные небольшие участки (зоны), в пределах которых основные параметры тепло- и массообмена принимаются постоянными. Краткое описание этой программы приведено в работе [149]. Наличие такой программы дает возможность проводить анализ работы теплоутилизационной системы при частичных

эксплуатационных нагрузках, что предлагается осуществить в настоящем исследовании.

В качестве объекта исследования рассмотрим вариант теплоутилизационной системы, в состав которой входят паровой котел Е-1,0-09 ГЗ и конденсационный теплообменный аппарат поверхностного типа. При этом часть уходящих из котла газов байпасируется мимо КТА в количестве, необходимом для обеспечения температуры газов на выходе из системы, равной 58 °С, с целью защиты газоотводящего тракта от коррозии. Как следует из литературных источников [5, 6, 26], такая система наиболее часто применяется в коммунальной и промышленной теплоэнергетике.

В связи с байпасом части дымовых газов теплотехническая эффективность системы несколько снижается, однако она достаточно высока и в этом случае. При номинальной нагрузке КПД системы (при расчете по высшей теплоте сгорания топлива) составляет 92,7 %. Увеличение КПД системы по сравнению с КПД котла на 12,7 % позволяет экономить 13,8 % природного газа (или нагревать 0,39445 кг/с воды).

Исходными данными при выполнении расчетного исследования являются: расход топлива B , температура газов на входе в КТА $\vartheta_{Г1}$, коэффициенты избытка воздуха на входе и выходе КТА $\alpha_{ВХ}$ и $\alpha_{УХ}$, потери теплоты от наружного охлаждения $q_{5КТА}^B$, величина присоса воздуха в КТА $\Delta\alpha_{КТА}$, а также конструктивные размеры КТА.

Формирование исходных данных осуществлялось путем выполнения теплового расчета котла при нагрузках, равных 100 %, 80 %, 60 % и 40 % от номинальной паропроизводительности D , с использованием рекомендаций по изменению потерь теплоты и присосов воздуха в газоходы котла, приведенных в [118]. В соответствии с данными этого расчета при снижении нагрузки котла температура уходящих из него газов $\vartheta_{Г1}$ (на входе в КТА) уменьшается, что, естественно, приводит к снижению потерь теплоты с уходящими газами $q_{2КА}^B$. Однако, в связи с ростом потерь теплоты от наружного охлаждения $q_{5КА}^B$, КПД котла $\eta_{КА}^B$ меняется незначительно (рис. 5.15).

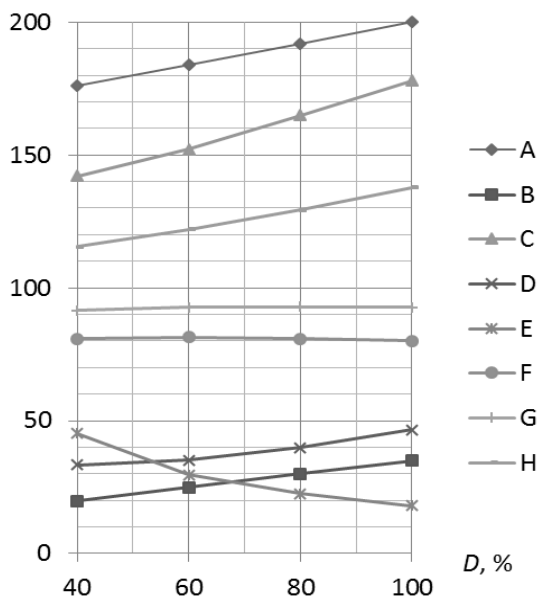


Рисунок 5. 15 – Зависимость теплофизических и технико-экономических характеристик от эксплуатационной нагрузки системы:

$A - \vartheta_{Г1}, ^\circ\text{C}; B - \vartheta_{Г2}, ^\circ\text{C}; C - q_{2КА}^B \cdot 10, \%$;
 $D - q_{2СИСТ}^B \cdot 10, \%; E - q_{5КА}^B \cdot 10, \%; F - \eta_{КА}^B, \%$;
 $G - \eta_{СИСТ}^B, \%; H - \Delta B \cdot 10, \%$.

При этом, оптимальное его значение, равное 81,36 %, находится в области 60 % нагрузки котла (при 40 % и 80 % нагрузках $\eta_{КА}^B$ соответственно составляет 80,83 % и 80,80 %). Расчет потерь теплоты и КПД котла осуществлялся с использованием высшей теплоты сгорания топлива.

Так как температура точки росы на входе в КТА изменяется мало: при 100 % нагрузке она равна 55,99 °С, при 40 % – 54,82 °С (за счет присосов

воздуха), то температура газов на входе в газоотводящий тракт была принята для всех нагрузок равной 58 °С.

В процессе выполнения расчетного исследования при сохранении общей площади поверхности теплообмена КТА (бесконденсационной и конденсационной) на неизменном уровне методом итераций были найдены значения температур газов на выходе из КТА $\vartheta_{Г2}$. При снижении нагрузки от 100 % до 40 % температура уходящих из КТА газов уменьшается от 35 °С до 19,72°С практически по линейному закону (рис. 5.15).

Были определены также потеря теплоты с уходящими из системы газами $q_{2СИСТ}^B$ и КПД теплоутилизационной системы $\eta_{СИСТ}^B$. В связи с тем, что потеря $q_{2СИСТ}^B$ определяется с учетом повышения температуры газов на выходе из системы до 58 °С, ее зависимость от величины нагрузки имеет нелинейный характер. Установлено, что оптимальное значение $\eta_{СИСТ}^B = 92,94$ % находится в зоне 80 % нагрузки (при 60 % и 100 % нагрузках $\eta_{СИСТ}^B$ соответственно составляет 92,74 % и 92,70 %) (рис. 5.15).

Повышение КПД системы по сравнению с КПД котла дает возможность при всех значениях нагрузки получать условную экономию топлива, однако, если при 100 % нагрузке она достигает 13,8 %, то при 40 % нагрузке она составляет 11,5 % (рис. 5.15). Это обусловлено тем, что, наряду со снижением нагрузки на систему, увеличивается доля байпасируемых мимо КТА газов и, соответственно, снижается доля теплоты, выделяемая за счет конденсации водяного пара из парогазовой смеси, при 100 % нагрузке доля байпасируемых газов $r_{БАЙП} = 0,127$, при 40 % нагрузке $r_{БАЙП} = 0,224$ (рис. 5.16). Снижение нагрузки котла, а также увеличение количества байпасируемых газов естественно влечет за собой уменьшение расхода нагреваемой в КТА воды $G_{ВОД}$ и температуры ее подогрева в бесконденсационной («сухой») зоне КТА $t_{Г.ВОД}^{СУХ}$ при практически неизменном уровне нагрева воды в конденсационной зоне КТА $t_{ВОД}$ (рис. 5.16). При этом происходит перераспределение «сухой» и конденсационной зон поверхности тепло-

обмена КТА (при сохранении общей поверхности на уровне 21,08 м²): конденсационная часть $H_{\text{КТА}}$ увеличивается от 10,83 м² при 100 % нагрузке до 14,37 м² при 40 % нагрузке; «сухая» часть $H_{\text{СУХ}}$ соответственно уменьшается от 10,22 м² до 6,68 м².

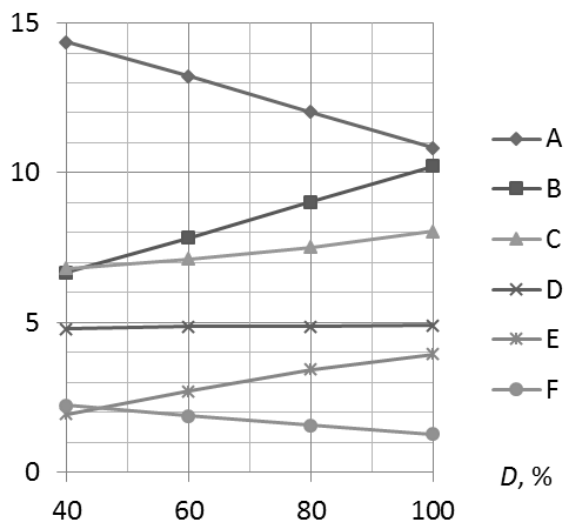


Рисунок 5.16 – Зависимость конструктивных и теплофизических характеристик от эксплуатационной нагрузки системы:

$A - H_{\text{КТА}}, \text{м}^2$; $B - H_{\text{СУХ}}, \text{м}^2$;

$C - t_{\text{Г.ВОД}}^{\text{СУХ}} \cdot 10^{-1}, ^\circ\text{C}$; $D - t_{\text{ВОД}} \cdot 10^{-1}, ^\circ\text{C}$;

$E - G_{\text{ВОД}} \cdot 10, \text{кг/с}$; $F - t_{\text{БАЙП}} \cdot 10$.

Несомненный интерес представляют данные об изменении теплофизических характеристик вдоль поверхности теплообмена в конденсационной зоне КТА, полученных с помощью позонного теплового расчета. С этой целью в качестве примера выполнено их сравнение при 100 % и 60 % нагрузках. В результате расчета установлено, что вдоль поверхности теплообмена в обоих случаях происходят нелинейные изменения количества выделяющейся в процессе конденсации водяного пара из парогазовой смеси

теплоты Q , плотности теплового потока q , температуры парогазовой смеси ϑ_{CM} и других теплофизических параметров (рис. 5.17).

При этом, если изменение Q происходит почти эквидистантно, то зависимость $q = f(H_{\text{КТА}})$ имеет более пологий характер и максимум величины q смещается в сторону меньших значений $H_{\text{КТА}}$. Это объясняется перераспределением характера изменения температуры парогазовой смеси ϑ_{CM} , парциальных давлений водяного пара $p_{\text{П}}$ и на границе раздела фаз $p_{\text{ГР}}$, коэффициента массоотдачи $\beta_{\text{р}}$ при относительно небольших отклонениях в температурах на границе раздела фаз $t_{\text{ГР}}$ и нагреваемой воды $t_{\text{ВОД}}$ вдоль $H_{\text{КТА}}$, а также увеличением $H_{\text{КТА}}$ (рис.5.17).

Это и определяет характер зависимости $q = f(H_{\text{КТА}})$, так как q , $p_{\text{ГР}}$ и $t_{\text{ГР}}$ в каждом из отдельных участков КТА находятся методом последовательных приближений путем совместного решения таких уравнений:

$$q_i = \beta_{Pi} \cdot \left[r_i + c_{Ki} \left(\vartheta_{\text{CM}_j}^{\text{BX}} - \vartheta_{\text{CM}_j}^{\text{YX}} \right) \right] \cdot (p_{\text{П}_i} - p_{\text{ГР}_i}) + ;$$

$$+ \alpha_{\Gamma_i} (\vartheta_{\text{CM}_i} - t_{\text{ГР}_i}) = K'_i \cdot (t_{\text{ГР}_i} - t_{\text{ВОД}_i})$$

$$p_{Si} = f(t_{Si}),$$

где i – номер участка, $i = 1, 2, 3, \dots, n$; n – количество расчетных участков; j – номер границы участка, $j = 1, 2, 3, \dots, n - 1$; r – удельная теплота парообразования; c_{Ki} – удельная массовая теплоемкость конденсата; $\vartheta_{\text{CM}}^{\text{BX}}, \vartheta_{\text{CM}}^{\text{YX}}$ – температуры парогазовой смеси на входе и выходе i -того участка; α_{Γ} – коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности пленки конденсата; K' – коэффициент теплопередачи от пленки кон-

денсата к охлаждающей воде; p_s и t_s — парциальное давление и температура водяного пара на линии насыщения.

За счет снижения нагрузки на систему со 100 % до 60 % и увеличения доли байпасируемых газов уменьшается объем дымовых газов и, соответственно, снижается скорость движения парогазовой смеси в КТА, что приводит к снижению коэффициента теплопередачи. Уменьшается также температурный напор $\Delta t_{\text{КТА}}$ (рис. 5.17, нижняя кривая).

Это влечет за собой, как указывалось ранее, повышение площади поверхности теплообмена в конденсационной зоне КТА $H_{\text{КТА}}$ с 10,83 м² до 13,23 м². В бесконденсационной («сухой») зоне КТА, несмотря на снижение коэффициента теплопередачи $K_{\text{КТА}}^{\text{СУХ}}$ со 128 Вт/м²К до 85,7 Вт/м²К и температурного напора $\Delta t_{\text{КТА}}^{\text{СУХ}}$ с 39,7 °С до 38,0 °С, существенно уменьшается количество теплоты $Q_{\text{СУХ}}$ (с 51,9 кВт до 25,8 кВт), что и приводит к уменьшению площади поверхности теплообмена в «сухой» зоне КТА $H_{\text{СУХ}}$ с 10,22 м² до 7,82 м² (рис.5.16).

Расчетное исследование позволило получить новые данные о характере изменения теплофизических и технико-экономических характеристик системы глубокой утилизации теплоты уходящих из котлов газов при ее эксплуатации в условиях переменного режима работы. Интересными при этом являются сведения об увеличении доли поверхности теплообмена КТА, в которой осуществляется конденсация водяного пара из дымовых газов, а также данные об изменении основных параметров вдоль поверхности теплообмена в конденсационной зоне КТА при снижении нагрузки на теплоутилизационную систему.

Подтверждены высокая надежность и достоверность предложенных методов расчета тепломассообмена в условиях конденсации водяных паров из парогазовых смесей и созданной на их основе компьютерной программы.

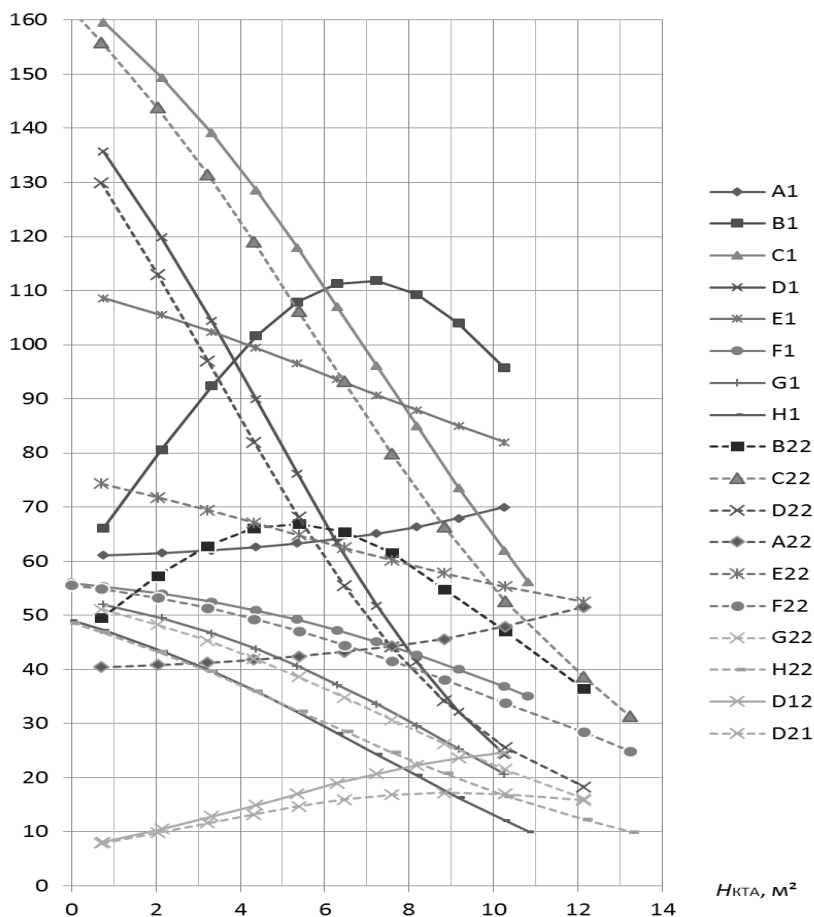


Рисунок 5.17 – Сравнение теплофизических параметров вдоль поверхности теплообмена конденсационной зоны КТА при 100 % и 60 % нагрузках:

A1, A22 – $Q \cdot 10$, кВт; B1, B22 – $q \cdot 10$, кВт/м²; C1, C22 – $p_{\Pi} \cdot 10^{-4}$, Па;

D1, D22 – $p_{ГР} \cdot 10^{-4}$, Па; E1, E22 – $\beta_p \cdot 10^{-8}$, м²/с; F1, F22 – ϑ_{CM} , °C;

G1, G22 – $t_{ГР}$, °C; H1, H22 – $t_{ВОД}$, °C;

D12, D21 – Δt_{KTA} ; ———— 100 %; - - - - - 60 %

5.8. Теплоутилизационная система с термосифонным теплообменным аппаратом в ее составе

Кризисная ситуация в топливно-энергетическом комплексе Украины, морально и физически устаревший производственный потенциал, и высокая энергоемкость производства теплоты требуют коренной реабилитации коммунальной энергетики, основной целью которой является экономия топливно-энергетических ресурсов, главным образом, природного газа. В соответствии с Энергетической стратегией Украины на период до 2030 года [150] предусмотрено снижение потребления природного газа в сфере теплообеспечения почти на 30 %.

В системе теплоснабжения Украины по состоянию на 2010 год общее количество отопительных котельных составляет более 33 тыс., мощность 86 % которых не превышает 3 Гкал/ч. По данным [146] техническое состояние оборудования более 26 тыс. котельных является критическим, более 22 % всех установленных котлов эксплуатируется свыше 20 лет. Коэффициент полезного действия (КПД) этих котлов ниже 82 %. Температура уходящих газов из котельных агрегатов при номинальной нагрузке составляет около 120–130 °С и более, котлы мощностью менее 0,7 кВт выбрасывают дымовые газы с температурой свыше 200 °С. Потери теплоты с уходящими газами при расчете по низшей теплоте сгорания топлива с температурой газов 150 °С составляют 4–6 %, а при более высокой температуре – 8–10 %.

В соответствии с этим одним из основных путей экономии топлива в промышленной и коммунальной теплоэнергетике является повышение эффективности его использования за счет утилизации теплоты уходящих из котлов газов. По данным [150] выполнение стратегии модернизации коммунальной теплоэнергетики позволит обеспечить ежегодную экономию природного газа в количестве 5 млрд. м³.

В настоящее время с целью повышения эффективности использования природного газа в котельных установках малой и средней теплопроизводительности у нас в стране и за рубежом успешно используются конденсационные технологии глубокой утилизации теплоты уходящих газов

[6,148,5,147,151,129]. Такие технологии дают возможность при умеренных капитальных и эксплуатационных затратах существенно уменьшить потребление газообразного топлива, снизить загрязнение окружающей среды и использовать конденсат для подпитки котлов или систем теплоснабжения.

В работе [151] предложена замкнутая теплоутилизационная система, в состав которой входят: паровой котёл, конденсационный воздухоподогреватель (КВП) и конденсационный теплообменный аппарат (КТА) для нагрева сетевой воды системы горячего водоснабжения.

В коммунальной теплоэнергетике обычно применяется более простая утилизационная система, состоящая из котла и КТА (без КВП) [6, 5, 147]. При этом, для защиты газоотводящего тракта и дымовой трубы от коррозии и их разрушения требуется повышение температуры газов на выходе из системы до величины, превышающей температуру точки росы. Для этого используется часть покидающих котел дымовых газов, байпасируемых мимо КТА. В связи с этим уменьшается количество утилизируемых газов и, соответственно, снижается экономия природного газа. Однако и в этом случае, как будет показано далее, она достаточно высока. Конструкция КТА змеевикового типа при этом остаётся такой же, как и приведённая в работе [151], но с увеличенной площадью поверхности теплообмена (рис. 5.4).

Особенностью КТА является наличие двух ступеней: так называемая «сухая», в которой используется физическая теплота продуктов сгорания топлива, выделяющаяся при их охлаждении до температуры точки росы, и конденсационная, в которой осуществляется охлаждение продуктов сгорания топлива ниже температуры точки росы с конденсацией водяного пара из них.

Кроме того, теплообменная поверхность КТА сформирована из змеевикового пакета труб с невысокими рёбрами, изготовленных из нержавеющей стали (внутренний диаметр трубы, $d_{\text{вн}} = 0,014$ м; наружный диаметр оребрённой трубы, $D_{\text{РБ}} = 0,018$ м; диаметр трубы у основания ребра, $d = 0,016$ м; высота ребра, $h_{\text{РБ}} = 0,0013$ м; толщина ребра, $\delta_{\text{РБ}} = 0,0006$ м; шаг расположения рёбер, $S_{\text{РБ}} = 0,0015$ м; поперечный шаг расположения труб, $\sigma_1 = 1,59$; продольный шаг расположения труб, $\sigma_2 = 1,38$; коэффици-

ент оребрения, $\psi_{PB} = 2,94$; эквивалентный диаметр оребрённой трубы, $d_{\Sigma} = 0,01696$ м).

Объектом исследования является вариант теплоутилизационной системы, в состав которой входят паровой котел Е-1,0-09 ГЗ и конденсационный теплообменный аппарат, поверхность которого сформирована из двухфазных термосифонов.

Целью исследования является поиск новых решений по разработке систем глубокой утилизации теплоты уходящих газов котлов небольшой и средней мощности, использующих в качестве топлива природный газ. Для достижения этой цели предлагается разработать термосифонный теплообменный аппарат (ТТА), усовершенствовать метод его теплового расчета с учетом эффекта конденсации водяного пара из продуктов сгорания природного газа и создать его конструктивную схему. Оценку эффективности разработки ТТА следует осуществить путем сравнения ее с конструкцией КТА.

Наиболее рациональным решением поставленной задачи является применение в теплоутилизационной системе теплообменника конденсационного типа, созданного на базе гравитационных двухфазных термосифонов закрытого типа.

Исследованиям теплофизических процессов, протекающих в таких теплообменных аппаратах, разработкам и практическому внедрению их посвящено большое количество работ, например, [9–14]. Основными достоинствами термосифонных теплообменных аппаратов по сравнению с традиционными змеевиковыми конструкциями, как известно, являются: эксплуатационная надёжность в случае возникновения аварийных ситуаций благодаря автономности работы каждого термосифона; отсутствие изгибов труб; отсутствие термических напряжений в связи с консольным креплением термосифонов; более высокие коэффициенты теплопередачи в связи с заменой продольного обтекания поверхности теплообмена теплоносителем на поперечное; более низкие аэродинамические сопротивления.

По аналогии с КТА при разработке ТТА целесообразным представляется разделение его на две ступени: бесконденсационную и конденсационную. В связи с различным уровнем температур дымовых газов, проходящих

через эти ступени, это разделение удобно с точки зрения выбора типа промежуточного теплоносителя, находящегося внутри термосифонов, а также его рабочей температуры и давления насыщения. С целью обеспечения возможности сравнения теплотехнических и конструктивных характеристик змеевикового трубчатого КТА и термосифонного теплообменника ТТА материал и параметры пучка труб, а также скорости движения газов принимались одинаковыми. К сожалению, из-за различия в конструкциях теплообменных аппаратов (ТА) сохранить скорости движения воды одинаковыми не удалось. При сопоставлении конструкций КТА и ТТА это было учтено.

В процессе настоящего исследования выполнялись тепловые расчеты утилизационной системы, бесконденсационной и конденсационной ступеней ТА, а также конструктивные проработки ТТА и КТА. Тепловые расчеты системы и теплоутилизаторов осуществлялись с помощью разработанной нами компьютерной программы.

5.8.1. Тепловой расчет системы

В результате этого расчета были определены количества теплоты, выделяющиеся в процессах охлаждения дымовых газов до температуры точки росы и конденсации водяного пара из них при более глубоком охлаждении, КПД системы и расход топлива, расходы и температуры теплоносителей и другие теплотехнические параметры. Следует отметить, что количество теплоты, выделяющееся в конденсационной ступени, определялось следующим образом:

$$Q_K = \varphi(Q_1 + Q_2 + Q_3), \quad (5.9)$$

где φ – коэффициент сохранения теплоты; Q_1 – количество теплоты, выделяющееся при конденсации водяного пара; Q_2 – количество теплоты, выделяющееся при охлаждении неконденсирующихся газов; Q_3 – количество теплоты, выделяющееся при охлаждении несконденсировавшегося водяного пара. Составляющие уравнения (5.9) определялись по формулам, приведённым в работе [129].

5.8.2. Тепловой расчет бесконденсационной ступени ТТА

Расчет осуществлялся в соответствии с известными методами расчета теплообменных аппаратов, разрабатываемых на основе термосифонов и тепловых труб [152,153,52,154,156]. Исходными данными являлись: расход дымовых газов, скорость движения дымовых газов и геометрические параметры оребренной трубы (такие же, как в КТА). Задаваясь количеством труб, расположенных в одном ряду шахматного пучка, находилась длина испарительной зоны $\ell_{\text{и}}$ термосифона. С целью обеспечения минимальной металлоемкости теплообменного аппарата для определения длины конденсационной зоны термосифона $\ell_{\text{к}}$ в работе [153] рекомендуется использовать оптимальное соотношение

$$f_{\text{ОПТ}} = H_{3..к} / H_{3..и} = \sqrt{\bar{K}_{3..и} / \bar{K}_{3..к}},$$

где $H_{3..к}$ и $H_{3..и}$ – соответственно площади поверхностей зон конденсации и испарения термосифона; $\bar{K}_{3..и}$ и $\bar{K}_{3..к}$ – средние коэффициенты теплопередачи в зонах испарения и конденсации. Так как коэффициенты теплопередачи неизвестны, то в первом приближении принималось $f_{\text{ОПТ}} = 4-5$ и тогда $\ell_{\text{к}} = \ell_{\text{и}} f_{\text{ОПТ}}$. В дальнейшем, после определения $\bar{K}_{3..и}$ и $\bar{K}_{3..к}$, соотношение $f_{\text{ОПТ}}$ уточнялось. Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к поверхности испарительной части пучка термосифонов находился с помощью компьютерной программы по известной из работы [118] зависимости, применяемой при поперечном обтекании шахматного пучка оребренных труб.

Следующим этапом расчета ТТА являлся выбор рабочей жидкости промежуточного теплоносителя. В работе [153] предлагается использовать для этой цели уравнение

$$t_{\text{с.пр}} = \frac{\sqrt{\bar{K}_{3..к}} k_{3..и} \vartheta_{\Gamma} + \sqrt{\bar{K}_{3..и}} k_{3..к} t_{\text{вод}}}{\sqrt{\bar{K}_{3..к}} k_{3..и} + \sqrt{\bar{K}_{3..и}} k_{3..к}}, \quad (5.10)$$

где $t_{s,пр}$ – температура насыщения промежуточного теплоносителя; $k_{з,к}$ и $k_{з,и}$ – локальные коэффициенты теплопередачи в конденсационной и испарительной зонах в крайних рядах термосифонов каждой ступени; $\vartheta_{г}$ и $t_{вод}$ – температуры газов и воды в тех же рядах.

Необходимо отметить, что этот вариант расчета довольно громоздок, так как он выполняется методом последовательных приближений с предварительным определением локальных и средних коэффициентов теплопередачи, выбора рабочей температуры промежуточного теплоносителя и последующего нахождения средних коэффициентов теплопередачи и корректировки $t_{s,пр}$. В работе [154] используется более простой способ выбора рабочей температуры промежуточного теплоносителя, основанный на определении термических сопротивлений стенок термосифона и слоев жидкости с фазовым переходом в зонах конденсации и испарения. Однако он разработан для гладкостенных труб и может быть применен при замене наружного диаметра на эквивалентный диаметр оребренной трубы. Кроме того, этот способ также требует использования метода последовательных приближений при нахождении коэффициентов теплоотдачи в зонах конденсации и испарения термосифона. Поэтому в настоящем исследовании был принят вариант расчета, предложенный в работе [153].

Коэффициент теплопередачи в зоне испарения термосифонов определялся по формуле

$$\bar{K}_{з,и} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{газ}} + \frac{1}{\alpha_{з,и}} \frac{H_{з,и}}{H_{з,и,вн}}}, \quad (5.11)$$

где $\alpha_{газ}$ – коэффициент теплоотдачи от газов к оребренной поверхности, расчет которого осуществлялся с использованием известной зависимости для поперечного обтекания шахматного пучка оребренных труб [118]; $\alpha_{з,и}$ – коэффициент теплоотдачи в зоне испарения термосифона (при кипении промежуточного теплоносителя); $H_{з,и}/H_{з,и,вн}$ – отношение наружной

площади поверхности теплообмена в зоне испарения термосифона к внутренней.

Коэффициент теплоотдачи в зоне испарения термосифона находился как [152]

$$\alpha_{3,и} = 2,35\alpha_{кип.б.о}(p_s / p_{кр})^{0,14}, \quad (5.12)$$

где $\alpha_{кип.б.о}$ – коэффициент теплоотдачи при кипении в большом объёме; p_s – давление насыщения промежуточного теплоносителя, определяемое при температуре $t_{s,пр}$; $p_{кр}$ – критическое давление теплоносителя;

Коэффициент теплоотдачи при кипении в большом объёме, Вт/(м²·К), определялся по формуле (5.13)

$$\alpha_{кип.б.о} = 0,082 \frac{\lambda_{ж}}{\ell_{ж}} \left(\frac{\mu_{ж} c_p}{\lambda_{ж}} \right)^{-0,45} \times \\ \times \left(\frac{r \rho_{п} q_{и}}{t_{s,пр} \lambda_{ж} (\rho_{ж} - \rho_{п}) g} \right)^{0,7} \left(\frac{t_{s,пр} c_p \sigma_{ж} \rho_{ж}}{r^2 \rho_{п}^2 \ell_{ж}} \right)^{0,33}, \quad (5.13)$$

где $\ell_{ж} = \left(\frac{\sigma_{ж}}{g(\rho_{ж} - \rho_{п})} \right)^{0,5}$; $\lambda_{ж}$ – коэффициент теплопроводности;

$\mu_{ж}$ – коэффициент динамической вязкости; c_p – изобарная теплоёмкость; r – теплота фазового перехода; $\rho_{ж}$ и $\rho_{п}$ – плотности жидкости и пара; $q_{и}$ – плотность теплового потока в зоне подвода теплоты, отнесённая в внутренней поверхности термосифона; g – ускорение свободного падения; $\sigma_{ж}$ – поверхностное натяжение.

В уравнении (5.13) теплофизические свойства промежуточного теплоносителя выбирались при его температуре $t_{s,пр}$.

Коэффициент теплопередачи в зоне конденсации термосифонов определялся по формуле

$$\bar{K}_{3,к} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вод}} + \frac{1}{\alpha_{3,к}} \frac{H_{3,к}}{H_{3,к.вн}}}, \quad (5.14)$$

где $\alpha_{\text{вод}}$ – коэффициент теплоотдачи от оребренной поверхности к воде, расчет которого осуществлялся с использованием известной зависимости для поперечного обтекания шахматного пучка оребренных труб [118]; $\alpha_{3, \text{к}}$ – коэффициент теплоотдачи в зоне конденсации термосифона; $H_{3, \text{к}}/H_{3, \text{к.вн}}$ – отношение наружной площади поверхности теплообмена в зоне конденсации термосифона к внутренней.

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара промежуточного теплоносителя находился по известной зависимости

$$\alpha_{3, \text{к}} = 1,116 \cdot 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \rho_{\text{ж}}^2 \lambda_{\text{ж}}^3 r}{\mu_{\text{ж}} \ell_{\text{к}} (t_{\text{с.пр}} - t_{\text{ст.к}})}}, \quad (5.15)$$

где $t_{\text{ст.к}}$ – температура стенки термосифона в зоне конденсации, которая находилась как $t_{\text{ст.к}} = (\bar{t}_{\text{вод}} + t_{\text{с.пр}})/2$, где $\bar{t}_{\text{вод}}$ – средняя температура воды в ступени ТТА.

После определения $\bar{K}_{3, \text{и}}$ и $\bar{K}_{3, \text{к}}$ находилась величина температуры промежуточного теплоносителя с помощью зависимости

$$t'_{\text{с.пр}} = \frac{\sqrt{\bar{K}_{3, \text{и}} / \bar{K}_{3, \text{к}}} \bar{\vartheta}_{\Gamma} + \bar{t}_{\text{вод}}}{\sqrt{\bar{K}_{3, \text{и}} / \bar{K}_{3, \text{к}}} + 1} \quad [153],$$

где $\bar{\vartheta}_{\Gamma}$ – средняя температура газов в ступени ТТА, и расчет повторялся до достижения заданной невязки в значениях $t_{\text{с.пр}}$ и $t'_{\text{с.пр}}$. В результате расчета в качестве промежуточного теплоносителя была выбрана вода.

Коэффициент теплопередачи от газов к воде определялся по формуле

$$\bar{K} = \frac{\psi}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{газ}}} + \frac{1}{\alpha_{3, \text{и}}} \frac{H_{3, \text{и}}}{H_{3, \text{и.вн}}} \right) + \left(\frac{1}{\alpha_{\text{вод}}} + \frac{1}{\alpha_{3, \text{к}}} \frac{H_{3, \text{к}}}{H_{3, \text{к.вн}}} \right)}, \quad (5.16)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности поверхности теплообмена.

При расчете площади поверхности теплообмена учтено снижение температурного напора $\Delta \bar{t}$ вследствие наличия процессов кипения и конденсации промежуточного теплоносителя, а также гидростатического эффекта с использованием данных работы [156].

5.8.3. Тепловой расчет конденсационной ступени ТТА

Он выполнялся по приведенному выше алгоритму за исключением определения коэффициента теплоотдачи от газов к оребренной поверхности, учитывающего совместно протекающие процессы теплообмена и массообмена при конденсации водяного пара из продуктов сгорания топлива, который находился как

$$\alpha_{Г,КОН} = \left\{ \frac{1}{\beta_p r \frac{p_{\Pi} - p_{ГР}}{\vartheta_{Г} - t_{ГР}} + \alpha_{ГАЗ}} + \frac{1}{\alpha_{З,К}} \right\}^{-1}, \quad (5.17)$$

где β_p – коэффициент массоотдачи водяного пара в газовой фазе, отнесенный к градиенту парциальных давлений; p_{Π} – парциальное давление водяного пара при температуре газов; $p_{ГР}$ и $t_{ГР}$ – парциальное давление и температура водяного пара на границе раздела фаз.

Метод определения коэффициента теплоотдачи $\alpha_{Г,КОН}$ и параметров водяного пара путем последовательных приближений приведен в работе [129].

В уравнение (5.11) вместо $\alpha_{ГАЗ}$ подставлялся коэффициент теплоотдачи $\alpha_{Г,КОН}$.

В качестве промежуточного теплоносителя была выбрана аммиачная вода с массовой концентрацией аммиака, равной 50 %.

Тепловой расчет конденсационных ступеней ТТА и КТА выполнялся позонно, при этом поверхность теплообмена разделялась на отдельные не-

большие участки, в пределах которых параметры тепло- и массообмена принимались постоянными. Конструкция термосифонного теплообменного аппарата приведена на рис. 5.18. Как видно из рисунка, он является компактным и технологичным.

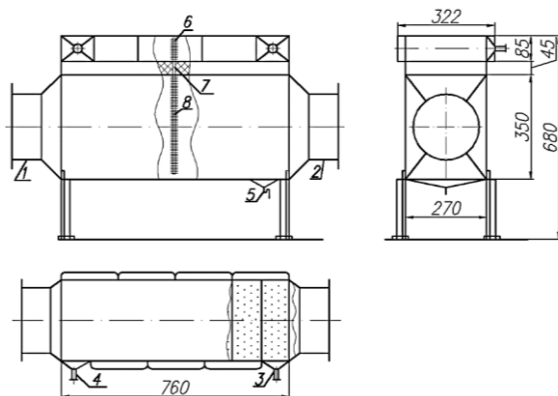


Рисунок 5.18 – Конструктивная схема ТТА:

- 1 – вход газов; 2 – выход газов; 3 – вход воды; 4 – выход воды;
 5 – выход конденсата; 6 – испарительная зона термосифона;
 7 – конденсационная зона термосифона; 8 – адиабатная зона термосифона

Результаты расчета системы:

- расход пара, $D = 0,278$ кг/с (1 т/ч);
- КПД котла, рассчитанный по высшей теплоте сгорания топлива, $\eta_K^B = 79,96$ %;

• КПД системы $\eta_{СИСТ}^B = 92,7$ %; расход газов на входе ТА, $G_{Г.ВХ} = 0,3296$ кг/с; расход газов на выходе ТА, $G_{Г.ВЫХ} = 0,3049$ кг/с; выход конденсата, $G_K = 0,0247$ кг/с; расход нагреваемой воды, $G_{ВОД} = 0,5049$ кг/с (1,82 т/ч). Условная экономия топлива составляет 13,8 %, что примерно на 5 % ниже, чем в варианте системы без байпаса [151] (14,4 %).

В бесконденсационных ступенях ТТА и КТА при выполнении тепловых расчетов принимались одинаковыми: температура газов на входе,

$\vartheta_{Г1} = 200\text{ }^{\circ}\text{C}$; температура газов на выходе (температура точки росы), $\vartheta_p = 56\text{ }^{\circ}\text{C}$; температура воды на входе, $t_{Х,ВОД} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$; температура воды на выходе, $t_{ВОД} = 40,46\text{ }^{\circ}\text{C}$; средняя скорость движения газов, $w_{Г} = 12,53\text{ м/с}$. Аналогично в **конденсационных ступенях** ТТА и КТА одинаковыми являлись: температура газов на входе, $\vartheta_p = 56\text{ }^{\circ}\text{C}$; температура газов на выходе, $\vartheta_{Г2} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$; температура воды на входе, $t_{ВОД} = 40,46\text{ }^{\circ}\text{C}$; температура воды на выходе, $t_{Г,ВОД} = 65\text{ }^{\circ}\text{C}$; скорость движения газов, $w_{Г} = 9,56\text{ м/с}$.

В результате расчета ТТА было установлено, что длина зоны испарения $\ell_{и}$ составляет 0,334 м, длина зоны конденсации $\ell_{к} - 0,08\text{ м}$, $f_{ОПТ} = 4,1$.

Результаты сравнения основных характеристик ТТА и КТА приведены в табл. 5.9.

Таблица 5.9

Результаты расчета ТТА и КТА

Конструкция теплообменного аппарата		ТТА	КТА
Наименование параметра	Обозначение, размерность	Величина	
Количество труб в одном ряду	z_1 , шт.	10	6
Число ходов по газам	$z_{ХОД}$, шт.	1	2
Бесконденсационная ступень			
Скорость движения воды	$w_{ВОД}$, м/с	0,282	0,554
Площадь поверхности теплообмена	H , м ²	10,99	9,65
Количество рядов труб	z_2 , шт.	18	11
Температурный напор	$\Delta\bar{t}$, °C	48,8	55,24
Конденсационная ступень			
Скорость движения воды	$w_{ВОД}$, м/с	0,28	0,549
Площадь поверхности теплообмена	H , м ²	8,55	8,78
Количество рядов труб	z_2 , шт.	14	10
Температурный напор	$\Delta\bar{t}$, °C	16,3	18,9

Как следует из данных табл. 5.9, площадь поверхности в **бесконденсационной ступени** ТТА превышает аналогичный параметр КТА на 12,2 %. Однако при этом скорость движения воды в ней почти в два раза меньше, чем в КТА. Если учесть это в расчёте в ТТА, то, несмотря на увеличение коэффициента теплоотдачи на 35 %, количество рядов термосифонов и, соответственно, площадь поверхности теплообмена остаются без изменений. Более существенное влияние оказывает температурный напор, если его принять таким же как в КТА, то количество рядов уменьшается с 18 до 16 и площадь поверхности в этом случае становится равной $9,77 \text{ м}^2$, то есть она практически соизмерима с площадью поверхности КТА.

В **конденсационной ступени** ТТА площадь поверхности на 2,6 % меньше, чем в КТА. Учёт повышения скорости движения воды также не приводит к ее изменению. При сохранении температурного напора на уровне $\Delta \bar{t} = 18,9 \text{ }^\circ\text{C}$ площадь поверхности ТТА уменьшается до $7,33 \text{ м}^2$ (меньше аналогичной площади поверхности КТА на 16,5 %).

Несомненный интерес представлял характер изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена (рис. 5.19), особенно в конденсационной ступени ТА, так как в этом случае имеет место не только конвективный теплообмен, но и массообмен.

В процессе разработки ТТА выполнялась проверка термосифонов на критическую тепловую нагрузку для первых по ходу газов рядов каждой ступени с помощью уравнения, приведённого в работе [52]

$$q_F^{\text{ПР}} = 0,16r\rho_{\Pi}^{0,5}(\sigma_{\text{ж}}g(\rho_{\text{ж}} - \rho_{\Pi}))^{0,25} \times \\ \times (1 - \exp(-(d_{\text{ВН}} / \ell_{\text{И}})(\rho_{\text{ж}} / \rho_{\Pi})^{0,13})). \quad (5.18)$$

Проверка показала, что плотность теплового потока в зоне нагрева термосифонов $q_{\text{И}}$ существенно меньше $q_F^{\text{ПР}}$.

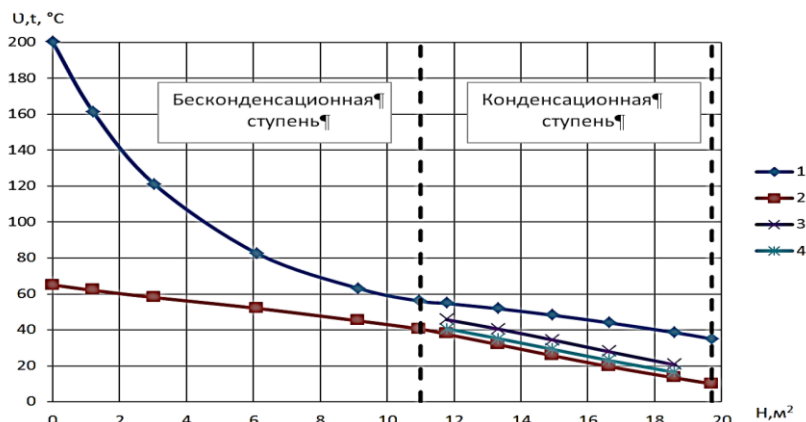


Рисунок 5.19 – Изменение температур теплоносителей
вдоль поверхности теплообмена:

1 – температура газов; 2 – температура воды;
3 – температура на границе раздела фаз

Анализ результатов выполненного расчетного исследования подтвердил высокую эффективность предложенной теплоутилизационной системы, ее внедрение в коммунальную теплоэнергетику даёт возможность при проектном расходе топлива обеспечить производство пара на неизменном уровне (1 т/ч), дополнительно нагреть от 10 °C до 65 °C 1,82 т/ч воды, используемой в системе горячего водоснабжения, а также получить 0,089 т/ч конденсата, вполне пригодного для использования в качестве подпиточной воды.

Предложенный метод теплового расчета термосифонного теплообменного аппарата позволяет учитывать эффект конденсации водяного пара из дымовых газов, а также разделять поверхность термосифонного теплообменного аппарата на отдельные участки с различными рабочими жидкостями, выбираемыми в зависимости от температурного уровня газов.

Конструкции ТТА и КТА обладают высокими теплотехническими показателями и небольшими габаритными размерами.

Отсутствие эмпирических зависимостей для определения теплофизических свойств аммиачной воды (и других низкотемпературных промежуточных теплоносителей), как для воды, затрудняет создание компьютерной программы расчета ТТА, что требует проведения дальнейших исследований.

5.9. Повышение экономичности и экологической эффективности теплоутилизационной системы конденсационного типа путем ввода влаги в топку котла

Повышение энергоэффективности котельных установок малой и средней мощности, работающих на газообразном топливе в отраслях промышленной и коммунальной теплоэнергетики Украины в условиях дефицита и дороговизны природного газа и мазута, а также неудовлетворительного технического состояния оборудования, эксплуатируемого с низкими значениями КПД [146], в настоящее время является актуальной задачей.

Одним из эффективных путей решения этой задачи, как свидетельствуют многочисленные исследования [5, 146÷148], является разработка технологий глубокой утилизации теплоты уходящих из котлов газов с конденсацией водяного пара из них. Внедрение таких технологий позволяет существенно (на 10–15 %) обеспечить экономию природного газа, а также улучшить экологические показатели за счет снижения выбросов в окружающую среду теплоты, оксидов азота и углекислоты.

В работе [151] была предложена такая теплоутилизационная технология в виде системы замкнутого типа «котел–КВП–КТА» на базе парового котла Е-1,0-09 ГЗ. Конденсационный воздухоподогреватель (КВП) представляет собой регенеративный теплообменный аппарат вращающегося типа с промежуточным шарообразным теплоносителем. Конденсационный теплообменный аппарат (КТА) рекуперативного типа, предназначен для нагрева сетевой воды системы горячего водоснабжения.

На основе математической модели утилизационной системы и ее элементов нами была разработана компьютерная программа, краткое описание которой приведено в работе [149]. Выполненный с ее помощью тепловой расчет системы подтвердил высокую эффективность глубокой утилизации теплоты уходящих из котла газов: КПД системы при расчете по высшей теплоте сгорания топлива составляет 93,3 % (КПД котла равен 79,96 %), что позволяет обеспечить условную экономию 14,4 % природного газа. При сохранении расхода топлива на неизменном уровне обеспечивается получение: горячего воздуха с расходом 0,3745 кг/с и температурой 179 °С, подаваемого в топку котла и частично в газоотводящий тракт систе-

мы для обеспечения его защиты от разрушения, воды для горячего водоснабжения с расходом 0,3868 кг/с (1392 кг/ч) и температурой 47,5 °С, а также конденсата с расходом 0,02824 кг/с (101,7 кг/ч), который может быть использован в качестве подпитки котла или системы теплоснабжения.

Конденсационные технологии утилизации теплоты уходящих из котлов газов успешно используются уже достаточно давно, однако проблема их совершенствования и в настоящее время является насущной и актуальной. Особенно важными являются проблемы повышения технико-экономических и экологических показателей теплоутилизационных установок.

Одним из достаточно эффективных и наиболее доступных методов достижения этой цели является впрыск влаги в топку котлов (водяного пара, воды, увлажненного воздуха) [157÷159].

Подача воды или пара в зону горения вызывает значительный интерес у исследователей. Это обусловлено тем, что за счет уменьшения максимальной температуры горения и времени пребывания продуктов сгорания в зоне горения, а также изменения содержания активных промежуточных соединений происходит снижение генерации оксидов азота.

При этом эта технология является относительно малозатратной, так как в связи со сравнительно малым расходом среды нет необходимости в трубопроводах большого диаметра. Кроме того, положительными являются процессы догорания в факеле окиси углерода СО и бензапирена.

Однако при вводе влаги в топку котла традиционного исполнения возрастает температура уходящих газов t_{yx} (при вводе влаги в количестве 1 % номинальной паропроизводительности котла t_{yx} повышается на 2 °С [157]) и, соответственно, потеря теплоты с уходящими газами q_2 . При впрыске влаги в количестве 10 % от расхода топлива КПД котла уменьшается на 0,6–0,7 %.

В конденсационных системах (и в котлах), несмотря на относительно небольшое увеличение температуры точки росы, при вводе влаги в топку, сохраняется возможность обеспечить t_{yx} и q_2 на неизменном уровне. При этом в системе увеличивается количество теплоты, выделяющейся за счет конденсации уходящих газов избыточно добавленного водяного пара, что приводит к повышению КПД системы и расходов нагреваемой воды и конденсата.

Выполнить расчетное исследование по оценке влияния ввода воды в зону горения на технико-экономические, теплотехнические и конструктивные характеристики утилизационной системы и ее элементов с помощью разработанной компьютерной программы. Осуществить оценку воздействия впрыска воды в топку котла на эффективность снижения концентраций оксидов азота в продуктах сгорания топлива.

При проведении исследования с целью сохранения t_{yx} и q_2 температура газов на выходе из КТА принималась равной 35 °С, а на выходе из системы (после подмешивания части горячего воздуха в газоотводящий тракт) – 58 °С. В качестве вводимой влаги предлагается использовать получаемый в системе конденсат с температурой 20 °С.

Как известно [157, 158], ввод воды может несколько ухудшить процесс горения топлива в топочной камере, поэтому ее расход не должен превышать 10 % расхода топлива. Установлено также, что наиболее целесообразно подавать воду через горелки.

В связи с тем, что вода, вводимая в топку котла, полностью превращается в пар, расход влаги определяется в процентном отношении к теоретическому объему водяного пара на входе в теплоутилизаторы $V_{H_2O}^{BX}$

$$G_{vli} = BV_{H_2O}^{BX} \rho_{H_2O},$$

где B – расход топлива, м³/с; ρ_{H_2O} – плотность водяного пара, кг/м³, $\rho_{H_2O} = 0,804$ кг/м³; $V_{H_2O}^{BX}$ – объем водяного пара на входе в теплоутилизаторы, определяемый как $V_{H_2O}^{BX} = V_{H_2O}^0 + V_{H_2O}^0 n_i / 100$,

где n_i – количество вводимой влаги, %.

Водотопливное отношение, кг·влаги/м³ газа, находится как

$$g_i = G_{vli} \rho_{газ}^0 / G_{газ},$$

где G_{vli} и $G_{газ}$ – соответственно расход влаги и природного газа, кг/с; $\rho_{газ}^0$ – плотность сухого природного газа при 0 °С и 101,3 кПа, $\rho_{газ}^0 = 0,724$ кг/м³ (из теплового расчета котла).

Парциальное давление водяного пара, МПа, в уходящих из котла газах определяется по формуле

$$p_{\text{пi}}^{\text{BX}} = p V_{\text{H}_2\text{Oi}}^{\text{BX}} / V_{\text{r}}^{\text{BX}}.$$

Влагосодержание уходящих из котла газов, г/кг с. г., определяется как

$$d_{\text{BXi}} = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{с.г.}}^{\text{BX}}} \frac{p_{\text{пi}}^{\text{BX}} \cdot 10^3}{p - p_{\text{пi}}^{\text{BX}}},$$

где $M_{\text{п}}$ и $M_{\text{с.г.}}^{\text{BX}}$ – молекулярные массы водяного пара и сухих газов; p – давление уходящих из котла газов, МПа.

Температура точки росы находится в соответствии с зависимостью

$$t_{\text{pi}} = \frac{\log(7500 p_{\text{пi}}^{\text{BX}}) \cdot 236 - 156}{8,12 - \log(7500 p_{\text{пi}}^{\text{BX}})}.$$

Дальнейший расчет осуществляется с помощью компьютерной программы в соответствии с алгоритмом, изложенным в [151].

Результаты расчетного исследования по оценке влияния ввода влаги в зону горения на технико-экономические, теплотехнические и конструктивные характеристики утилизационной системы и ее элементов приведены в табл. 5.10.

Расчет выбросов оксидов азота выполнялся в соответствии с методиками [160÷162] (в пересчете на NO_2 при коэффициенте избытка воздуха, равном 1,4). Так как паропроизводительность котла, входящего в теплоутилизационную систему, составляет 1 т/ч, то за основу взята методика определения выбросов NO_2 в атмосферу при сжигании газообразного топлива в котлах производительностью менее 30 т/ч пара [160].

Суммарное количество оксидов азота M_{NO_2} (мг/с), поступающего в атмосферу с дымовыми газами, рассчитывается по уравнению

$$M_{\text{NO}_2} = C_{\text{NO}_2} V_{\text{с.г.}} B,$$

где C_{NO_2} – массовая концентрация оксидов азота в сухих дымовых газах при $\alpha = 1,4$ и нормальных условиях, мг/м^3 ; $V_{\text{с.г.}}$ – объем сухих дымовых газов при $\alpha = 1,4$, $\text{м}^3/\text{м}^3$.

Таблица 5.10

Результаты расчетного исследования

Параметр, размерность	Водотопливное отношение g , кг/кг природного газа					
	0	0,03441	0,06882	0,10123	0,13764	0,17206
n , %	0	2	4	6	8	10
$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{BX}}$, $\text{м}^3/\text{м}^3$ топл	2,140	2,183	2,226	2,268	2,311	2,354
$p_{\text{п}}^{\text{BX}}$, МПа	0,01646	0,01672	0,01699	0,01726	0,01752	0,01778
d_{BX} , г/кг с.г.	122,7	124,7	127,1	129,5	131,9	134,3
t_{p} , $^{\circ}\text{C}$	56,0	56,3	56,7	57,0	57,3	57,6
$\eta_{\text{с}}^{\text{B}}$, %	93,3	93,5	93,8	94,0	94,2	94,4
$\Delta B_{\text{усл}}$, %	14,4	14,5	14,8	14,9	15,1	15,3
$G_{\text{вод}}$, кг/с	0,3868	0,3966	0,4062	0,4158	0,4253	0,4347
$G_{\text{кюнд}}$, кг/с	0,02824	0,02905	0,02986	0,03067	0,03148	0,03229
$t_{\text{вод}}$, $^{\circ}\text{C}$	47,5	47,9	48,3	48,6	49,0	49,4
$H_{\text{КВП}}$, м^2	49,4	49,0	48,6	48,2	47,8	47,5
$H_{\text{КТА}}$, м^2	11,7	11,8	12,0	12,2	12,3	12,4
$Q_{\text{сух}}$, кДж/м^3	2541	2544	2548	2551	2555	2558
$Q_{\text{КВП}}^{\text{к}}$, кДж/м^3	223	219	216	212	208	204
$Q_{\text{КТА}}$, кДж/м^3	2936	3027	3118	3210	3301	3392
T_{a} , К	2297	2286	2274	2262	2251	2239
C_{NO_2} , мг/м^3	149	142	134	127	119	112

Поэтому концентрация оксидов азота, мг/м^3 , в соответствии с [10] определяется по формуле

$$C_{\text{NO}_2} = Q_i^r K'_{\text{NO}_2} \beta_k \beta_t \beta_\alpha \cdot 10^3 / V_{\text{с.г.}}, \quad (5.19)$$

Здесь Q_i^r – теплота сгорания топлива, МДж/м³; K'_{NO_2} – удельный выброс оксидов азота, г/МДж; β_k – коэффициент, учитывающий принципиальную конструкцию горелки, $\beta_k = 1$; β_t – коэффициент, учитывающий температуру воздуха, подаваемого для горения; β_α – коэффициент, учитывающий влияние избытка воздуха на образование оксидов азота, $\beta_\alpha = 1,225$.

В соответствии с рекомендациями [162] учет температуры подогрева воздуха осуществляется путем суммирования теплоты сгорания топлива с теплотой, вносимой в зону активного горения с воздухом,

$$Q_T = Q_i^r + Q_B,$$

где $Q_B = \alpha_T I_B^0 + 0,5 \Delta \alpha_T I_{\text{XB}}^0$, где α_T – коэффициент избытка воздуха в горелке; I_B^0 – энтальпия горячего воздуха, МДж/м³; $\Delta \alpha_T$ – присос воздуха в топку; I_{XB}^0 – энтальпия холодного воздуха, МДж/м³.

Поэтому из формулы (5.19) исключается β_t .

Кроме этого, в методике [160] отсутствует учет влияния ввода влаги в зону горения. В соответствии с этим в формулу (5.19) необходимо включить заимствованный из [161] коэффициент $K_{\text{вл}} = 1 - a_{\text{вл}} n$, где $a_{\text{вл}}$ – коэффициент, учитывающий место ввода влаги, при вводе в корень факела $a_{\text{вл}} = 0,025$. Учитывая это, формула (5.19) преобразуется к виду

$$C_{\text{NO}_2} = Q_T K'_{\text{NO}_2} \beta_k \beta_\alpha \cdot 10^3 K_{\text{вл}} / V_{\text{с.г.}}$$

Методики, представленные в [161, 162], предназначены для расчета выбросов оксидов азота из котлов большой мощности и, к сожалению, не могут быть использованы в нашем случае, ввиду того, что эмпирические зависимости для определения теплонапряжения зоны активного горения и других параметров не могут быть применены для котлов небольшой производительности. Однако использование методики [162] позволило осуще-

ставить оценку изменения адиабатической температуры горения в зависимости от водотопливного отношения (см. табл. 5.10).

Результаты расчетной оценки влияния ввода влаги в зону горения на эффективность снижения концентраций оксидов азота в продуктах сгорания топлива представлены в табл. 5.10 и на рис. 5.20.

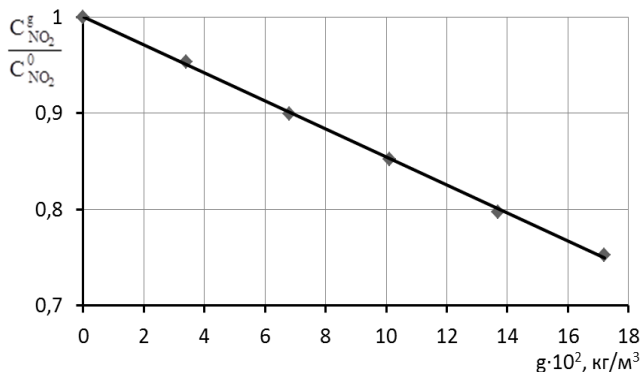


Рисунок.5.20 – Эффективность ввода воды в зону горения:

$C_{\text{NO}_2}^g$ – концентрация NO_2 при вводе воды;

$C_{\text{NO}_2}^0$ – концентрация NO_2 без ввода воды

Анализ результатов расчетного исследования свидетельствует, что при вводе воды в зону горения котла в количестве 10 % расхода природного газа за счет увеличения парциального давления водяного пара в уходящих из

котла газах возрастает начальное влагосодержание на 12 г/кг с. г., а также температура точки росы на 1,6 °С.

В результате конденсации введенного в продукты сгорания топлива водяного пара (при сохранении температуры уходящих из системы газов на неизменном уровне) выделяется дополнительная теплота, что приводит к повышению КПД системы, рассчитанного по высшей теплоте сгорания топлива, на 1,1 %. При этом величина экономии условного топлива возрастает на 0,9 %.

В случае сохранения расхода топлива на неизменном уровне температура и расход горячего воздуха не меняются, а расход воды для системы горячего водоснабжения возрастает на 0,0679 кг/с (244 кг/ч). При этом тем-

температура нагреваемой воды повышается на $1,9\text{ }^{\circ}\text{C}$, растет также расход получаемого конденсата на $0,00405\text{ кг/с}$ ($14,6\text{ кг/ч}$).

При вводе влаги в зону горения происходит некоторое изменение конструктивных параметров теплоутилизаторов. В случае впрыска воды в количестве 10% расхода топлива площадь теплообменной поверхности КВП (в нем конденсируется около $7,5\%$ водяного пара, содержащегося в уходящих дымовых газах) уменьшается на $1,9\text{ м}^2$ ($3,8\%$), что объясняется сравнительно небольшим перераспределением между количествами теплоты, используемыми в бесконденсационной и конденсационной его частях. Как видно из табл. 5.10, количество теплоты, расходуемое в «сухой» зоне КВП $Q_{\text{сух}}$, незначительно возрастает – на 17 кДж/м^3 , в то же время количество теплоты, расходуемое в конденсационной зоне КВП $Q_{\text{КВП}}^{\text{к}}$, уменьшается на 19 кДж/м^3 . Площадь поверхности теплообмена КТА возрастает на $0,7\text{ м}^2$ ($5,6\%$), так как в нем происходит конденсация всего оставшегося в продуктах сгорания водяного пара, $Q_{\text{КТА}}$ увеличивается существенно – на 456 кДж/м^3 .

Ввод воды в топку котла в количестве 10% расхода топлива позволяет снизить концентрацию оксидов азота на 25% , что хорошо согласуется с данными многих исследователей, например [157,158].

Следует отметить, что концентрация оксидов азота в уходящих из конденсационной теплоутилизационной системы газах несколько уменьшится за счет увеличения концентрации NO_2 в общем составе NO_x и его растворения в конденсате. Однако это требует дальнейшего исследования.

Глава 6

ОБОБЩЕННЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ПРОБЛЕМАМ ТЕХНОЛОГИЙ ГЛУБОКОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА В КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

Результаты проведенных нами научных исследований по проблемам технологий глубокого охлаждения продуктов сгорания топлива в котельных установках, направленные на решение актуальных в Украине задач по энергосбережению в области промышленной и коммунальной теплоэнергетики, можно обобщить в следующем виде:

- в условиях дефицита природного газа и постоянно возрастающей его стоимости основным стратегическим направлением энергетической политики Украины является максимальное ресурсо- и энергосбережение при производстве теплоты для промышленной и коммунальной теплоэнергетики. Одним из перспективных путей решения этой проблемы является экономия топливно-энергетических ресурсов за счет использования теплоты конденсации водяного пара при глубоком охлаждении уходящих из котлов газов. Разработка теплоутилизационных технологий сопряжена с необходимостью решения довольно сложных задач как в области совершенствования их математических моделей и методов расчета, так и в сфере создания высокоэффективных конструкций теплообменных аппаратов;

- на основе анализа проблем, возникающих при разработке технологических схем использования утилизируемой теплоты, установлено, что учет многих факторов, оказывающих существенное влияние на их эффективность, возможен лишь при создании замкнутой системы «котел–теплоутилизаторы»;

- разработана универсальная математическая модель теплоутилизационной системы «котел–теплоутилизаторы», базирующаяся на достоверных методах расчета теплообмена и массообмена и позволяющая в широком

диапазоне изменения режимных параметров учитывать различные схемные решения по использованию утилизируемой теплоты;

- установлено, что для учета негативного обратного влияния теплоутилизаторов на теплотехнические показатели котла при разработке утилизационной системы расход топлива следует оставлять неизменным, а оценку эффективности ее работы осуществлять по повышению КПД и дополнительной выработке теплотехнической продукции;

- предложена новая теплоутилизационная система с включением в ее состав компактной конструкции конденсационного воздухоподогревателя с промежуточным шарообразным теплоносителем (КВП) и конденсационного теплообменного аппарата для нагрева воды (КТА), позволяющая решить проблему защиты газоотводящего тракта и дымовой трубы от разрушений, повысить эффективность сжигания топлива в котле и уменьшить расход нагреваемой воды;

- разработаны и усовершенствованы методы расчета температуры точки росы и конечных температур теплоносителей с учетом эффекта конденсации водяных паров из парогазовых смесей;

- созданный на основе математической модели замкнутой теплотехнической системы «котел–теплоутилизаторы» программный комплекс позволяет эффективно вести проектирование различных теплоутилизационных систем применительно к паровым и водогрейным котельным установкам;

- разработана новая математическая модель конденсационного воздухоподогревателя с промежуточным шарообразным теплоносителем, основу которой составляет усовершенствованный метод теплового расчета бесконденсационной («сухой») части КВП, впервые разработанный метод теплового расчета конденсационной части КВП и усовершенствованный метод расчета коэффициентов диффузии водяного пара в многокомпонентную смесь сухих продуктов сгорания газообразного топлива котельных установок;

- разработана новая математическая модель конденсационного теплообменного аппарата поверхностного типа для нагрева воды системы горячего водоснабжения и на ее основе усовершенствован метод позонного теплового расчета КТА;

- установлено, что коэффициенты массоотдачи можно определять на основе приближенной аналогии между теплообменом и массообменом, так как при конденсации водяного пара из парогазовой смеси с большим содержанием инертных газов плотность поперечного потока массы смеси имеет небольшую величину;

- на основе анализа и обобщения имеющихся в литературе экспериментальных данных предложено критериальное уравнение массообмена, характеризующееся высокой достоверностью определения коэффициентов массоотдачи;

- выполненные разработки технических систем, созданных на основе парового котла Е-1,0-09 ГЗ, водогрейного котла ТПВ-200 и промышленного котла паропроизводительностью 19,44 кг/с, и конструкций теплообменных аппаратов подтвердили высокую достоверность разработанных математических моделей и методов тепловых расчетов, а также эффективность глубокой утилизации теплоты уходящих из котлов продуктов сгорания газообразного топлива, использование которой позволяет обеспечить экономию природного газа в диапазоне 12÷15 %;

- практическая реализация математической модели конденсационного воздухоподогревателя подтвердила высокие теплотехнические и массогабаритные характеристики конструкций КВП с промежуточным шарообразным теплоносителем как дробепоточного, так и вращающегося типов. Применение же в качестве воздухоподогревателя пластинчатого аппарата в связи с низкой интенсивностью теплообмена в бесконденсационном режиме его работы и, соответственно, большими габаритными размерами при достаточно дорогостоящей поверхности теплообмена возможно при дополнительном совершенствовании его конструкции;

- при расчете и проектировании теплообменных аппаратов, в которых имеет место конденсация водяного пара из парогазовых смесей с большим содержанием неконденсирующихся газов, эффективно применение метода позонного теплового расчета, который наиболее точно отражает реальные условия совместно протекающих процессов теплообмена и массообмена. Выполненный позонный тепловой расчет КТА показал, что изменение основных тепломассообменных параметров вдоль поверхности теплообмена

является значительным и нелинейным. Осредненные по поверхности теплообмена значения коэффициентов теплопередачи, теплоотдачи и температурного напора количественно отличаются от значений, рассчитанных традиционным интегральным методом;

- расчетное исследование, выполненное на базе разработанной компьютерной программы позволило получить новые данные о характере изменения теплофизических и технико-экономических характеристик системы глубокой утилизации теплоты уходящих из котлов газов при ее эксплуатации в условиях переменного режима работы. Интересными при этом являются сведения об увеличении доли поверхности теплообмена КТА, в которой осуществляется конденсация водяного пара из дымовых газов, а также данные об изменении основных параметров вдоль поверхности теплообмена в конденсационной зоне КТА при снижении нагрузки на теплоутилизационную систему;

- подтверждены высокая надежность и достоверность предложенных методов расчета тепломассообмена в условиях конденсации водяных паров из парогазовых смесей и созданной на их основе компьютерной программы;

- предложенный метод теплового расчета термосифонного теплообменного аппарата позволяет учитывать эффект конденсации водяного пара из дымовых газов, а также разделять поверхность термосифонного теплообменного аппарата на отдельные участки с различными рабочими жидкостями, выбираемыми в зависимости от температурного уровня газов. Конструкции ТТА и КТА обладают высокими теплотехническими показателями и небольшими габаритными размерами;

- выполненные расчетные исследования подтвердили высокую эффективность предложенной теплоутилизационной системы с термосифонным теплообменным аппаратом в ее составе. Ее внедрение в коммунальную теплоэнергетику дает возможность при проектном расходе топлива обеспечить производство пара на неизменном уровне (1 т/ч), дополнительно нагреть от 10 °С до 65 °С 1,82 т/ч воды, используемой в системе горячего водоснабжения, а также получить 0,089 т/ч конденсата, вполне пригодного для использования в качестве подпиточной воды;

- отсутствие эмпирических зависимостей для определения теплофизических свойств аммиачной воды (и других низкотемпературных промежуточ-

ных теплоносителей), как для воды, затрудняет создание компьютерной программы расчета ТТА, что требует проведения дальнейших исследований.

- с целью повышения экономичности и экологических показателей системы для глубокой утилизации теплоты уходящих газов котельного агрегата небольшой паропроизводительности предложено осуществить ввод влаги в топку котла. Ввод в зону горения влаги является достаточно эффективной технологией повышения технико-экономических и экологических показателей теплоутилизационной системы конденсационного типа;

- такая технология позволяет повысить КПД системы и, тем самым, увеличить условную экономию топлива. При сохранении расхода топлива на неизменном уровне достигается существенное увеличение количества нагреваемой воды и повышение ее температуры, возрастает также выход конденсата;

- впрыск воды в реакционную зону горения дает возможность значительно снизить эмиссию оксидов азота в окружающую среду;

- требует дальнейшего исследования оценка степени снижения выбросов оксидов азота в окружающую среду за счет растворения NO_2 в конденсате.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Стратегія енергозбереження в Україні: Аналітично-довідкові матеріали в 2-х томах: Загальні засади енергозбереження / За ред. В.А. Жовтянського, М.М. Кулика, Б.С. Стогнія. – К.: Академперіодика, 2006. – Т.1. – 510 с.
2. Ковалко М.П. Енергозбереження – пріоритетний напрямок державної політики України / М.П. Ковалко, С.П. Денисюк. // Київ: УЕЗ, 1988. – 506 с.
3. Гершуни А.Н. Энергоэкономическая эффективность утилизации теплоты / А.Н. Гершуни, А.П. Нищик // Промышленная теплотехника. – 2009. – т.31. – №2. – С.82 – 86.
4. Климов Г.М. Повышение эффективности использования природного газа / Г.М. Климов. // Промышленная энергетика. – 1975. – №8. – С.20 – 22.
5. Фиалко Н.М. Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа / Н.М. Фиалко, Ю.В. Шеренковский, А.И. Степанова, Р.А. Навродская, П.К. Голубинский, М.А. Новаковский. // Промышленная теплотехника. – 2008. – №3. – С.68 – 76.
6. Аронов И.З., Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа / И.З. Аронов, // Л.: Недра. Ленинградское отделение. – 1990. – 280 с.
7. Баскаков А.П. Реальные возможности повышения энергетической эффективности газовых отопительных котельных / А.П. Баскаков, В.А. Мунц, Н.Ф. Филипповский, Е.В. Черепанова. // Промышленная Энергетика. – 2005. – №9. – С.22 – 26.
8. Навродська Р.О. Утилізація теплоти відхідних газів газоспоживаючих котлів у поверхневих теплоутилізаторах конденсаційного типу. // Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.14.06. – Київ: 2001. – 20 с.
9. Дьяков А.Ф. Комплексные системы теплоутилизации и газоочистки на паровых и водогрейных котлах. / А.Ф. Дьяков, В.С. Варварский, А.Е. Свичар, И.З. Аронов, В.Б. Павловский, С.В. Ажимов. // Теплоэнергетика. – 1992. – №11. – С 50 – 55.
10. Бухаркин Е.Н. Комплексные теплоутилизаторы – эффективное средство повышения экономичности экологически чистых газовых водо-

грейных котлов / Е.Н. Бухаркин. // Промышленная энергетика. – 1995. – №4. – С.30 – 35.

11. Григоров В.Г. Утилизация низкопотенциальных тепловых вторичных энергоресурсов на химических предприятиях / В.Г. Григоров, В.К. Нейман, С.Д. Чураков, Л.Г. Семенюк, Г.А. Пресич. – М.: Химия. – 1987. – 238 с.

12. Ефимов А.В., Повышение экономичности водогрейных газомазутных котлов ОАО “Дорогобужкотломаш” / А.В. Ефимов, К.Э. Цымбал, Л.В. Гончаренко и др. // Сб. ХГПУ Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. – 1999. – Вып. 7. – Ч.3. – С. 25 – 28.

13. Липец А.У. Об использовании скрытой теплоты парообразования водяных паров уходящих газов в мощных энергетических котлах / А.У. Липец, Л.В. Дирина, И.И. Надыров. // Энергетик. – 2002. – №2. – С.19 – 20.

14. Стивен Коллинз Утилизация тепла с очисткой дымовых газов. / Коллинз Стивен. // Мировая электроэнергетика. – 1994. – №4. – С.15 – 18.

15. Hell F. Brennwertnutzung in Erdgas- und Heizolf Feuerungen / F. Hell //HLH- Heizung Luftung / Klima Haustechnik. – 2002. – №3. – 3796 Zeichen.

16. Басин Г.Л., Орлов Л.С. Конденсационные отопительные котлы – новое поколение экономичных теплогенераторов / Г.Л. Басин, Л.С. Орлов.// Водоснабжение и сантехника. – 1986. – №1. – С.27 – 29.

17. Басин Г.Л. Производство конденсационных отопительных котлов /Г.Л. Басин. // Водоснабжение и сантехника. – 1987. – №8. – С.26 – 29.

18. Басин Г.Л. Конденсационные отопительные котлы / Г.Л. Басин. // Водоснабжение и сантехника. – 1987. – №10. – С.25 – 27.

19. Portralt L.M. Las calderas de condensation / L.M. Portralt/ //Clima y ambiente. – 1985. – №146. – S.55 – 60.

20. Stark W.I. Energy costs hit earnings hard / W.I. Stark/ // Chemicals and Engineering News. – 2001. – №5. – P.S.

21. Kunst B. Kostenorientiertes Optimieren von Brennwertkesseln – Teil 2 / B. Kunst. // HLH- Heizung Luftung / Klima Haustechnik. – 2001. – №1.

22. Bechtum L., Schlapmann D., Effektivitat von Heizkessel – Einfluss der Auslegungstemperaturen auf den Norm-Nutzungsgrad von Brennwertkesseln / L. Bechtum, D. Schlapmann. // HLH 39. – 1988. – №7. – S.339 – 341.

23. Сезоненко Б.Д. Децентралізоване виробництво теплової енергії та розробка енергоефективних водонагрівачів для його реалізації / Б.Д. Сезоненко, В.Ю. Нікітін, О.Б. Сезоненко та ін. // Екотехнологии и ресурсосбережение. – 1999. – №3. – С.30 – 36.

24. Семенюк Л.Г. Получение конденсата при глубоком охлаждении продуктов сгорания / Л.Г Семенюк. // Промышленная энергетика. – 1987. – №8. – С.47 – 50.

25. Бухонов Д.Ю. Исследование и оптимизация метода получения конденсата из уходящих продуктов сгорания природного газа: автореф. дис. канд. техн. наук / Д.Ю. Бухонов. – М.: – 2007. – 17 с.

26. Аронов И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа / И.З. Аронов. // Л.: Недра. Ленинградское отделение. – 1980. – 280 с.

27. Кудинов А.А. Энергосбережение в газифицированных котельных установках пугём глубокого охлаждения продуктов сгорания / А.А. Кудинов, В.А. Антонов, Ю.Н. Алексеев. // Теплоэнергетика. – 2000. – №1. – С.59 – 61.

28. Кудинов А.А. Повышение эффективности работы конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа / А.А. Кудинов, М.В. Калмыков. // Промышленная энергетика. – 2002. – №6. – С.49 – 52.

29. Кормилицын В.И. О целесообразности применения установок для конденсации водяных паров из уходящих дымовых газов технологическом цикле ТЭЦ / В.И. Кормилицын, А.Н. Куклев, А.А. Горбунов и др. // Энергосбережение и водоподготовка. – 2002. – №1. – С.31 – 34.

30. Кузма-Китча Ю.А. Интенсификация теплообмена при конденсации водяных паров из уходящих дымовых газов / Ю.А. Кузма-Китча, Д.Ю. Бухонов, Ю.В. Борисов // Теплоэнергетика. – 2007. – №3. – С.39 – 42.

31. Свиридов Н.Ф. Установка утилизации тепла дымовых газов / Н.Ф. Свиридов, И.Н. Ивуков, Б.Л. Терк // Электронный журнал энергосервисной компании «Экологические системы». – 2006. – №2. – С.1 – 5.

32. Аронов И.З. Опыт эксплуатации контактных экономайзеров на Первоуральской ТЭЦ / И.З. Аронов, Г.А. Пресич. // Промышленная энергетика. – 1981– №8 – С.17 – 20.

33. Kremer R Brennwertkessel grosserer Leistung fur Energieeinsparung und Umweltschuts. /R. Kremer/ // Zs. Heizung, Luftung, Klimatechnik, haustechnik – 1985. – 36. – №1. – S.15 – 17.

34. Uschwa H. Brennwertkessel – Probleme sind wirtschaftlich losbar / H. / Uschwa. // Heizungstechnik. – 1985. – №12.

35. Praktische Erfahrungen mit Gas-Brennwertkessel in Europa // 11LK. – 1986. – №3.

36. Lauterbach M., Sparen ist kein Kunstwerk: Brennwerttechnik / M. Lauterbach. // Bericht Buderus Heiztechnik GmbH, Wetzlar. – 2000. – №2.

37. Maier K.H., Warmeerzeugung –Kapitel 5.2.3 / K.H Maier. // Der Energie-Berater. – Juni 1999.

38. Schlapmann D., Anforderung an die Heiz- und Raumlufthechnischen Anlagen fur Grosraume / D. Schlapmann // Heizungs- Journal. – 1987. – №2. – S.58 – 67.

39. Dr. Bullinger F., Brennwert- Nutzung / F. Dr. Bullinger. // Landesgewerbeamt Baden-Wurttemberg, Informationszentrum Energie – 2000.

40. Engelhardt F., Preisgunstig, robust und leise – atmospharischer Kessel mit Brennwerttechnik / F. Engelhardt. // Warmwasserheizug mit Zukunft, Buderus-Vagazin. – 1999. – №4.

41. Бухаркин Е.Н. Энергосбережение в газовых отопительных котельных с конденсационными котлами / Е.Н. Бухаркин. // Промышленная энергетика. – 1992. – №10. – С.41 – 43.

42. Гомон В.И. Утилизация вторичных энергоресурсов в отопительных котельных / В.И. Гомон, Г.А. Пресич, Р.А. Навродская. // Водоснабжение и санитарная техника. – 1990. – №10. – С.22 – 26.

43. Капишников А.П. Конденсационный экономайзер - утилизатор низкопотенциальной теплоты продуктов сгорания / А.П. Капишников. // Промышленная энергетика. – 1993. – №4. – С.20 – 21.

44. Капишников А.П. Обобщенные теплообменные характеристики конденсационного экономайзера / А.П. Капишников. // Промышленная энергетика – 2002. – №8. – С.36 – 38.

45. Карпов Д.В. Теплотехнические показатели контактно - поверхностных котлов КПГВ-1 / Д.В. Карпов, Л.А. Черчес, А.Ф. Гендлин и др. // Промышленная энергетика. – 1980. – №2. – С.29 – 32.
46. Семенюк Л.Г. Системы горячего водоснабжения с контактно – поверхностными котлами КПГВ-1 / Л.Г. Семенюк. // Водоснабжение и сантехника. – 1979. – №1. – С.37 – 39.
47. Зарипов В.К. Высокоэффективный компактный теплообменник - утилизатор на тепловых трубах / В.К. Зарипов, А.Н. Гершуни. // Промышленная энергетика. – 1989. – №8. – С.37 – 39.
48. Зарипов В.К. Характеристики воздухоподогревателя на тепловых трубах для котлов малой мощности / В.К. Зарипов, А.Н. Гершуни. // Промышленная энергетика. – 1989. – №1. – С.34 – 36.
49. Портной М.Ф. Использование тепла продуктов сгорания котлов, работающих на газообразном топливе / М.Ф. Портной, А.А. Клоков. // Промышленная энергетика. – 1985. – №6. – С.11 – 12.
50. Лесниковская З.В. Установка для утилизации тепла отходящих газов нагревательных печей / З.В. Лесниковская, А.И. Гвоздева, Е.Г. Лохова. // Промышленная энергетика. – 1986 – №5. – С.33 – 34.
51. Пиоро И.Л. Применение теплообменников с двухфазными термосифонами / И.Л. Пиоро // Промышленная энергетика. – 1989 – №7. – С.45 – 48.
52. Пиоро И.Л. Эффективные теплообменники с двухфазными термосифонами / И.Л. Пиоро, В.А. Антоненко, Л.С. Пиоро. // Киев: Наукова думка. – 1991. – 243 с.
53. Пиоро Л.С. Двухфазные термосифоны и их применение в промышленности / Л.С. Пиоро, И.Л. Пиоро. // Киев: Наукова думка. – 1988. – 156 с.
54. Пиоро Л.С. Утилизация теплоты отходящих газов стекловаренных печей / Л.С. Пиоро, В.М. Олабин, И.Л. Пиоро и др. // Стекло и керамика. – 1984. – №4. – С.10 – 11.
55. Безродный М.К. Термосифонные котлы-утилизаторы, работающие на отходящих газах печей цветной металлургии / М.К. Безродный, С.С. Волков, В.Б. Иванов. // Промышленная энергетика. – 1989 – №2. – С.42 – 45.
56. Смирнов Г.Ф. Теплообменные аппараты на основе «капиллярных» испарительных термосифонов для энергосберегающих технологий /

Г.Ф. Смирнов, А.Ф. Захарченко, В.В. Борисов, И. Хаджибуред. // Промышленная теплотехника. – 2002. – т.24. – №2-3. – С.74 – 79.

57. Дан П.Д. Тепловые трубы / П.Д. Дан, Д.А. Рей. //Пер. с англ. – М.: Энергия. – 1979. – 272 с.

58. Горбатенко В.Я. Математическая модель воздухоподогревателя из теплопроводных стержней / В.Я. Горбатенко, А.А. Шевелев, Ф.Ф. Кондратов. // Энергетическое машиностроение. Вып. 55. – 1997. – С.3 – 12.

59. Барановский Н.В. Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н.В. Барановский, Л.М. Коваленко, А.Р. Ястребенецкий. // М.: Машиностроение. – 1973 – 286 с.

60. Васильев В.Я. Экспериментальное исследование рациональной интенсификации конвективного теплообмена в прямоугольных рассеченных каналах пластинчато-ребристых теплообменных поверхностей / В.Я. Васильев. // Теплоэнергетика. – 2006. – №12. – С.58 – 67.

61. Коваленко Л.М. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи / Л.М. Коваленко, А.Ф. Глушков. // М.: Энергоатомиздат. – 1086. – 240 с.

62. РТМ 26-01-84-76. Конденсаторы пластинчатые для парогазовых смесей //Харьков, Укрниихиммаш. – 1976. – 64 с.

63. Zeigler B. B. Theory of Modeling and Simulation / B. B. Zeigler, H. Praehofer, T. G. Kim. – Academic Press, 2000. – 510 p.

64. Палагин А.А. Имитационный эксперимент на математических моделях турбоустановок / А.А. Палагин, А.В. Ефимов. – К.: Наук. думка, 1986. – 130 с.

65. Самарский А.А. Математическое моделирование и вычислительный эксперимент / А.А. Самарский // Вестник АН СССР. – 1979. – № 5. – С. 38-49.

66. Астановский Д.Л. Использование теплообменных аппаратов новой конструкции в теплоэнергетике / Д.Л. Астановский, Л.З. Астановский. // Теплоэнергетика. – 2007. – №7 – С.46 – 51.

67. Кузнецов Н.В. Воздухоподогреватель с промежуточным теплоносителем / Н.В. Кузнецов, А.Ф. Гаврилов. // Теплоэнергетика. – 1964. – №10 – С.30 – 34.

68. Тепловой расчет котельных агрегатов: Нормативный метод. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.

69. Добряков Т.С. Воздухоподогреватели котельных установок. / Т.С.

Добряков, В.К. Мигай, В.С. Назаренко, И.И. Надыров, И.И. Федоров. // Энергия. – Ленинград. – 1977. – 184 с.

70. Нинуа Н.Е. Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель / Н.Е. Нинуа. // М.: Высшая школа. – 1965. – 108 с.

71. Любошиц А.И. Регенеративный теплообмен в плотном слое. / А.И. Любошиц, В.А. Шейман. // Минск: Наука и техника. – 1970. – 200 с.

72. Горбис З.Р. Теплообменники с проточными дисперсными теплоносителями / З.Р. Горбис, В.А. Календерьян. // М.: Энергия. – 1975. – 296 с.

73. Курчев А.О. Математическое моделирование теплового процесса в регенераторе с насадкой с фазовыми переходами / А.О. Курчев, Н.Н. Елин, В.Е. Мизонов, В.И. Субботин. // Промышленная энергетика. – 2008 – №2. – С.33 – 36.

74. Кашунин Е.И. Наладка и исследование дробепоточного регенеративного воздухоподогревателя на ТЭЦ-5 Пензэнерго. / Е.И. Кашунин, И.И. Федоров и др. // Энергомашиностроение. – 1972. – №4. – С.36 – 42.

75. Федоров И.И. Исследование регенеративного воздухоподогревателя с плотным движущимся слоем твердого теплоносителя. / И.И. Федоров, В.С. Назаренко, Е.И. Кашунин. // Электрические станции. – 1974. – №9. – С.19 – 22.

76. Аэров М.Э. Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим слоем. / М.Э. Аэров, О.М. Тодес. // Л.: Химия. – 1968. – 398 с.

77. Аэров М.Э. Аппараты со стационарным зернистым слоем. / М.Э. Аэров, О.М. Тодес, Д.А. Наринский. // Л.: Химия, – 1979. – 424 с.

78. Горбис З.Р. Исследование теплообмена в поперечно продуваемом движущемся слое / З.Р. Горбис, Г.В. Мальцева. // Теплоэнергетика – 1969. – №11 – С. 77 – 80.

79. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий / под редакцией О.Т. Ильченко. // Харьков.: Высшая школа. – 1985. – 384 с.

80. Семенюк Л.Г. Комплексное использование природного газа в котельных установках с контактными экономайзерами / Л.Г. Семенюк, И.З. Аронов, Г.А. Пресич и др. // Промышленная энергетика. – 1981. – №10. – С.45 – 47.

81. Бухаркин Е.Н. Тепловой и влажностный баланс экологически чистых котлов, работающих на природном газе, и пути повышения их экономичности / Е.Н. Бухаркин, В.В. Кушнирюк. // Промышленная энергетика. – 1995. – №3. – С.38 – 41.

82. Бараков А.В. Исследование тепловой эффективности регенеративного воздухоподогревателя с дисперсной насадкой / А.В. Бараков, В.Ю. Дубакин, Д.А. Прутских. // Промышленная энергетика. – 2008. – №5. – С.28 – 30.

83. Солодовникова Е.Н. О коррозионных свойствах воды, нагретой в контактных газовых экономайзерах / Е.Н. Солодовникова, И.З. Аронов. // Газовая промышленность. – 1970. – №3. – С. 40 – 42.

84. Соснин Ю.П. Опыт эксплуатации котельных с газовыми контактными водонагревателями / Ю.П. Соснин, Е.Н. Бухаркин. // Промышленная энергетика. – 1980. – №2. – С.23 – 25.

85. Соснин Ю.П. Выбор оптимальной схемы котельной с контактными водонагревателями / Ю.П. Соснин, Е.Н. Бухаркин. // Промышленная энергетика. – 1980. – №6 – С.38 – 40.

86. Мамет А.П. Коррозия стали под действием свободной углекислоты / А.П. Мамет, Г.А. Каганер. // Изв. Всесоюз. теплотех. ин-та им. Ф.Э. Дзержинского. – 1951 – №6. – С.19 – 21.

87. Бухаркин Е.Н. Обеспечение надёжных условий эксплуатации газотводящего тракта в котельных с конденсационными экономайзерами / Е.Н. Бухаркин. // Теплоэнергетика. – 1997. – №9. – С.29 – 34.

88. Прохоров В.Б. Оценка надёжности дымовых труб при использовании контактных экономайзеров для утилизации тепла уходящих газов ТЭС / В.Б. Прохоров, Н.Д. Рогалев, К.Е. Палей и др. // Теплоэнергетика. – 1995. – №9. – С. 30 – 33.

89. Новиков Б.Е. Реконструкция газовоздушного тракта ТП-80 с использованием контактных теплообменников / Б.Е. Новиков, Л.З. Хасанов-Агаев, Н.А. Коржавина и др. // Теплоэнергетика. – 1991. – №3. – С.12 – 16.

90. Аронов И.З. Повышение надёжности газового тракта котельных с контактными теплоутилизаторами / И.З. Аронов, Г.А. Пресич. // Промышленная энергетика. – 1991. – №4. – С.29 – 33.

91. Бухаркин Е.Н. Тепловой расчет конденсационных теплоутилизаторов, установленных за котлами / Е.Н. Бухаркин. // Промышленная энергетика. – 1991. – №10. – С. 35 – 37.

92. Штангеев К.О. Исследование конденсации пара из парогазовых смесей с целью разработки поверхностного конденсатора для сахарного производства / К.О. Штангеев. // Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Киев: 1980. – 21 с.

93. Берман Л.Д. Об упрощенных эмпирических зависимостях для массообмена при конденсации пара из парогазовых смесей / Л.Д. Берман. // Теплоэнергетика. – 1960. – №8. – С. 74 – 78.

94. Берман Л.Д. Расчет поверхностных теплообменных аппаратов для конденсации пара из паровоздушной смеси / Л.Д. Берман, С.Н. Фукс. // Теплоэнергетика. – 1959. – №7. – С. 74 – 84.

95. Берман Л.Д. Массообмен в конденсаторах с горизонтальными трубами при содержании в паре воздуха / Л.Д. Берман, С.Н. Фукс. // Теплоэнергетика. – 1958. – №8. – С. 66 – 74.

96. Флореа О. Расчеты по процессам и аппаратам химической технологии / О. Флореа, О. Смигельский. // М.: Химия. – 1971. – 448с.

97. Справочник азотчика. // М.: Химия. – 1986. – 512 с.

98. Бухонов Д.Ю. Исследование и оптимизация метода получения конденсата из уходящих продуктов сгорания природного газа / Д.Ю. Бухонов. // Автореф. дис. канд. техн. наук, М.: – 2007. – 17 с.

99. Исаченко В.П. Теплообмен при конденсации / В.П. Исаченко. // М.: Энергия. – 1974. – 239 с.

100. Буглаев В.Т. Метод расчета теплообмена при конденсации пара из потока паровоздушной смеси на трубных пучках теплообменных аппаратов / В.Т. Буглаев, М.М. Андреев. // Теплоэнергетика. – 1975. – №8. – С. 69 – 73.

101. Берман Л.Д. К определению коэффициента массоотдачи при расчете конденсации пара, содержащего примесь воздуха / Л.Д. Берман // Теплоэнергетика. – 1969. – №10. – С. 68 – 71.

102. Бобе Л.С. К расчету конденсации пара при поперечном обтекании труб парогазовой смесью / Л.С. Бобе, Д.М. Малышев. // Теплоэнергетика. – 1971. – №12. – С. 84 – 86.

103. Reid R.C., Pransnitz J.M., and Poling B.E. Properties of gases and liquids. Mc Graw – Ifile book Company, New York, 4th edition, – 1987.
104. John H. Lienhard IV, John H. Lienhard V. A heat transfer textbook third edition, Phlogiston press Cambridge, Massachusetts. USA, – 2004. – 749 s.
105. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А.Г. Касаткин // М.: Химия. – 1973. – 470 с.
106. Машины и аппараты химических производств / Под ред. И.И. Чернобыльского. // М.: Машиностроение, – 1975, – 456 с.
107. Справочник по теплообменникам: В 2-х т. Т. 2/С74. Пер. с англ., – М.: Энергоиздат. 1987. – 352 с.
108. Павлов К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков. // Л.: Химия. – 1987. – 576 с.
109. Кулинченко В.Р. Справочник по теплообменным расчетам / В.Р. Кулинченко. // Киев: Техника. – 1990. – 164 с.
110. Кейс В.М. Компактные теплообменники / В.М. Кейс, А.Л. Лондон. // М.: Энергия. – 1967. – 222 с.
111. Лыков А.В. Тепломассообмен. Справочник / А.В. Лыков. // М.: Энергия. – 1972. – 560 с.
112. Кириллов П.Л. Справочник по теплогидравлическим расчетам (Ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы) / П.Л. Кириллов, Ю.С. Юрьев, В.П. Бобков. // М.: Энергоатомиздат. – 1990. – 335 с.
113. Справочник по теплообменникам: В 2-х т. Т. 1/С74. Пер. с англ., – М.: Энергоатомиздат. – 1987. – 560 с.
114. Мухин В.А. Конденсация пара на наклонной пластине, помещенной в пористую среду / В.А. Мухин, В.Е. Накоряков, П.Т. Петрик, Г.С. Сердаков. // Журнал прикладной механики и технической физики. Новосибирск: – 1985. – №5. – С.85 – 90.
115. Ping Cheng. Film condensation an inclined surface in a porous medium / Cheng Ping // Int. Heat Mass Transfer. Vol. 24. – No. 6. – pp. 983 – 990. – 1981.
116. Петрик П.Т. Теплообмен при конденсации на горизонтальной трубе в зернистом слое / П.Т. Петрик, А.Р. Богомолов // Теплоэнергетика. – 1994. – №3. – С.47 – 49.

117. Баскаков А.П. Расчет температурно-влажностного режима газоотводящего тракта с учетом уноса влаги из теплоутилизаторов. / А.П. Баскаков, С.Б. Путрик. // Промышленная энергетика. – 2006. – №9. – С.36 – 38.

118. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). Издание третье, переработанное и дополненное. Под ред. С.И. Мочана. Санкт – Петербург, 1998. – 257 с.

119. Вукалович М. П. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара / М.П. Вукалович. – Москва, 1965. – 400 с.

120. Теплотехника / [Сушкин И.Н., Щукин А.А., Зах Р. Г. и др.]; под ред. И.Н. Сушкина. – [2-е изд. перераб.]. – М. – 1973. – 480 с. – (Курс общей теплотехники).

121. Gluch J. The analysis of performance of the turbine condenser with the prognosis of repair / J. Gluch, A. Gardzilewicz // Proc. of the International Joint Power Generation Conf. – Baltimore, Maryland (USA). – August 23-26, 1998. – V. 2. – P.179-190.

122. Ефимов А.В. Определение конечных температур теплоносителей в теплообменных аппаратах котельных установок с движущейся шарообразной насадкой / А.В. Ефимов, Л.В Гончаренко, К.Э. Цымбал, Адель-Аль-Тувайни. // Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2003. – №4. – С.28 – 31.

123. Рациональное использование газа в энергетических установках. Справочное руководство / Под ред. А.С. Иссерлина // Ленинград «Недра», Ленинградское отделение. – 1990. – 423 с.

124. Система диагностики теплообменного оборудования турбоустановок / Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, М.А. Ниренштейн [и др.] // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования : междунар. науч.-техн. конф., 29 сент. – 2 окт. 1997 г., Харьков : сб. науч. трудов. – Х.: ИПМаш НАН Украины, 1997. – С. 87-90.

125. Дрейцер Г.А. Проблемы создания высокоэффективных трубчатых теплообменных аппаратов / Г.А. Дрейцер. // Теплоэнергетика. – 2006. – №4. – С.31 – 38.

126. Калинин Э.К. Интенсификация теплообмена в каналах / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, С.А. Ярхо. // М.: Машиностроение. – 1990. – 247 с.

127. Ефимов А.В. Выбор критериальных уравнений для расчета теплообмена в конденсационных теплообменных аппаратах с промежуточным шарообразным теплоносителем / А.В. Ефимов, Л.В. Гончаренко, К.Э. Цымбал, Т.А. Есипенко. // Вісник НТУ «ХПІ». Тематичний випуск. Хімія, хімічна технологія та екологія. – Харків: НТУ «ХПІ» – 2003. – №3. – С.24 – 31.

128. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод) / под ред. С.И. Мочана. // Л.: Энергия. – 1977 – 256 с.

129. Ефимов А.В. Совершенствование метода теплового расчета конденсационного теплоутилизационного аппарата поверхностного типа, устанавливаемого за котельной установкой / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, Л.В. Гончаренко. // Энергетика. – Київ: НТУУ «КПІ» – 2009. – №1. – С.64 – 73.

130. Yefimov A.V. Thermal design technique for surface-type heat recovery condenser / A.V. Yefimov, A.L. Goncharenko // Motrol. – 2010, 12C, 248 – 259.

131. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергия. – 1975. – 488с.

132. Ефимов А.В. Расчет температур теплоносителей в конденсационных теплоутилизационных аппаратах на основе балансовых уравнений / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко // Вестник Национального технического университета «ХПИ». Тематический выпуск: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – Харьков: НТУ «ХПИ» – 2008. – № 6. – С.93 – 97.

133. Ефимов А.В. Математическая модель системы «котел-теплоутилизатор» / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко. // Вестник Национального технического университета «ХПИ». Тематический выпуск: Информатика и моделирование. – Харьков: НТУ «ХПИ» – 2010. – № 21. – С.76 – 87.

134. Рабенко В.С. Имитационное моделирование управляемого состояния турбоустановки / В.С. Рабенко, А.Л. Виноградов, А.И. Кисилев // Повышение эффективности теплоэнергетического оборудования: II науч.-техн. конф., 20-21 октября 2000г.: тезисы докл. – Иваново: ИЭГУ. – С. 40-41.

135. Ефимов А.В. Метод расчета коэффициентов диффузии при конденсации водяного пара из продуктов сгорания газообразного топлива в теплоутилизационных аппаратах котельных установок / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, Л.В. Гончаренко // Енергетика та електрифікація. – 2009. – №3. – С.18 – 21.

136. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. Справочное пособие / С.С. Кутателадзе. // М.: Энергоатомиздат. – 1990. – 361 с.

137. Ефимов А.В. Метод теплового расчета конденсационного воздухоподогревателя с циркулирующим промежуточным шарообразным теплоносителем / А.В. Ефимов А.В, А.Л. Гончаренко. // Энергетика та електрифікація. – 2010. – №4. – С.24 – 30.

138. Уотсон Брюс. Модульные пластинчатые воздухоподогреватели с надежной герметизацией. / Брюс Уотсон // Мировая электроэнергетика. – 1994. – №4. – С.34 – 35.

139. Яу. Влияние шага оребрения на характеристики теплообмена горизонтальных конденсационных труб с непрерывными поперечными ребрами. / Яу, Купер, Роуз // Теплопередача. – 1985. – т. 107. – № 2. – С.113 – 120.

140. Уэбб. Расчет коэффициента теплоотдачи при конденсации на горизонтальных трубах с непрерывными поперечными ребрами. / Уэбб, Руди, Кедзерски. // Теплопередача. – 1985. – т. – 107. № 2. – С.103 – 112.

141. Хонда. Метод расчета среднего коэффициента теплоотдачи при пленочной конденсации на горизонтальных мелкоребристых трубах с непрерывными конечными ребрами. / Хонда, Нодзу // Теплопередача. – 1987. – № 1. – С.168 – 176.

142. Смирнов Ю.Б. Теплообмен при конденсации пара и паровой смеси несмешивающихся жидкостей на горизонтальных оребренных трубах. / Ю.Б. Смирнов. // Теплоэнергетика. – 2004. – № 3. – С.11 – 16.

143. Петриков С.А. Прогрессивные способы интенсификации теплообмена в отопительных котлах. / С.А. Петриков, Н.Н. Хованов. // Промышленная энергетика. – 2003. – № 12. – С.18 – 22.

144. Ефимов А.В. Экспериментальная установка для глубокой утилизации теплоты газов, уходящих из водогрейного котла / А.В. Ефимов, Л.В. Гончаренко, К.Э. Цымбал, Т.А. Есипенко, А.Л. Гончаренко // Вестник Национального технического университета «ХПИ». Тематический выпуск: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – Харьков: НТУ «ХПИ» – 2004. – №3. – С.63 – 68.

145. Ефимов А.В. Автономные системы теплоснабжения и горячего водоснабжения / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, Т.А. Гаркуша // Вестник Национального технического университета «ХПИ». Тематический выпуск: Инновационные исследования в научных работах студентов. – Харьков: НТУ «ХПИ» – 2011. – №21. – С.113 – 118.

146. Долінський А.А. Основні положення концепції Національної стратегії теплозабезпечення населених пунктів України [Текст] / А.А. Долінський, Б.І. Басок, Є.Т. Базеев, Г.П. Кучин // Промышленная теплотехника. – 2009. – т. 31. – №4. – С.68–77.

147. Гаряев А.Б. Совершенствование методов расчета аппаратов и установок для глубокой утилизации теплоты влажных газов и разработка мер по повышению эффективности ее использования [Текст]: автореф. дис...докт. техн. наук. – М.: – 2010.– 40 с.

148. Sullivan R.E. The Timken Company's Canton plant utilizes a condensing heat exchanger to recover boiler stack heat to preheat makeup water [Текст] / R.E. Sullivan II ASHRAE J. 1985. V. 27. № 3. P. 73-75.

149. Ефимов А.В. Выбор оптимальных параметров теплоносителей при разработке системы глубокой утилизации теплоты уходящих из котельных агрегатов газов [Текст] / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, О.В. Касилов, Л.В. Гончаренко. // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2014. – №3. – С.2 – 11.

150. Енергетична стратегія України на період до 2030 року [Електронний ресурс]: Розпорядження КМ України від 24.07.2013, №1071. – 158 с. – Режим доступу: <http://npgu.net/Strategiya.doc>. – Название с экрана. – 25.12.2015.

151. Ефимов А.В. Система глубокой утилизации теплоты газов, уходящих из котельных агрегатов [Текст] / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, Л.В. Гончаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 73–80. – Бібліогр. : 12 назв. – ISSN 2078-774X.

152. Безродный М.К. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах [Текст] / М.К. Безродный, И.Л. Пиоро, Т.О. Костюк. – Киев : Факт, 2003. – 480 с.

153. Безродный М.К. К оптимизации термосифонных утилизаторов теплоты [Текст] / М.К. Безродный, С.С. Волков, В.М. Подгорецкий // Промышленная энергетика. – 1987. – № 4. – С. 46–48.

154. Васильев Л.Л. Теплообменники на тепловых трубах [Текст] / Л.Л. Васильев. – Минск : Наука и техника. – 1981. – 143 с.

155. Jouhara H. Experimental investigation of small diameter twophase closed thermosyphons charged with water, FC-84, FC-77 and FC-3283 [Text] / H. Jouhara, A.J. Robinson // Applied Thermal Engineering. – 2010. –V. 30. – P. 201–211.

156. Гаврилов А.Ф. Расчет воздухоподогревателя с промежуточным теплоносителем [Текст] / А.Ф. Гаврилов // Теплоэнергетика. – 1966. – № 8. – С. 92–93.

157. Гаврилов А.Ф. Влияние влаги, вводимой в горячий воздух, на содержание оксидов азота в продуктах сгорания газа и мазута / А.Ф. Гаврилов, А.Д. Горбаненко, Е.Л. Туркестанова // Теплоэнергетика. – 1983. – № 9. – С. 13–15.

158. Сигал, И. Я. Защита воздушного бассейна при сжигании топлива / И. Я. Сигал. – Ленинград : Недра, 1988. – 312 с.

159. Авдеевский В.С. Снижение выбросов окислов азота от энергетических установок путем ввода воды в зону горения факела / У.Г. Пирумов, А.И. Папуша, В.А. Григорьев, Э.П. Волков, В.И. Кормилицын / Межведомственный сборник трудов. МЭИ. – 1984. – № 50. – С. 3–19.

160. Методика определения выбросов загрязняющих веществ в атмосферу при сжигании топлива в котлах производительностью менее 30 т/ч или менее 20 Гкал/ч. – Санкт-Петербург : Интеграл, 1999.

161. РД 34.02.304-95 Методические указания по расчету выбросов оксидов азота с дымовыми газами котлов тепловых электростанций. – Введены 01.07.1996.

162. СО 153-34.02.304-2003 Методические указания по расчету выбросов оксидов азота с дымовыми газами котлов тепловых электростанций. – Введены 01.07.2003.

Наукове видання

Під редакцією доктора технічних наук, професора
ЄФІМОВА Олександра В'ячеславовича

СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ ГЛИБОКОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПРОДУКТІВ ЗГОРАННЯ ПАЛИВА В КОТЕЛЬНИХ УСТАНОВКАХ ЇХ ПРОБЛЕМИ ТА ШЛЯХИ ВИРІШЕННЯ

Монографія

Російською мовою

Відповідальний за випуск проф. *О.В. Єфімов*
В авторській редакції

План 2017 р. поз..... /.....

Підп. до друку 00.00.17 р. Формат 60×84 1/16.
Папір офісний. Друк офісний. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 13.7
Наклад прим. Зам. № . Ціна договірна.
